

INDICE

1	OBJETIVO.....	4
2	ANTECEDENTES.....	4
2.1	MOTOSTUDENT	4
2.1.1	LA COMPETICIÓN	4
2.1.2	FASES DE LA COMPETICIÓN	5
	Aquellos equipos que no terminen la carrera no obtendrán ningún punto en esta fase.	7
2.1.3	EL EQUIPO	8
2.2	DATOS DE PARTIDA.....	9
2.3	REQUERIMIENTOS GENERALES DEL DISEÑO	10
2.3.1	DIMENSIONES	10
2.3.2	PESOS	11
2.3.3	BASTIDOR	11
2.3.4	SUSPENSIONES.....	12
2.3.5	DIRECCIÓN.....	12
2.3.6	ESTRIBERAS	12
2.3.7	LLANTAS Y NEUMÁTICOS	12
2.3.8	MOTOR.....	12
2.3.9	PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS	12
2.3.10	HOMOLOGACIÓN DEL CHASIS	13
2.3.11	VERIFICACIÓN DE COTAS GENERALES	13
2.3.12	COMPONENTES ESTÁNDAR.....	13
3	DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES	16
3.1	INTRODUCCIÓN	16
3.2	ESTUDIO DEL EJE DE LA RUEDA TRASERA.....	18
3.2.1	CASO DE ACELERACIÓN	18
3.2.2	CASO DE FRENADA.....	23
3.2.3	CASO DE PASO POR CURVA	24
3.3	ESTUDIO DEL EJE DE LA RUEDA DELANTERA	28

3.3.1	CASO DE ACELERACIÓN	28
3.3.2	CASO DE FRENADA.....	28
3.3.3	CASO DE PASO POR CURVA	33
3.4	ANÁLISIS DEL EJE DE LA DIRECCIÓN	40
3.4.1	CASO DE FRENADA.....	41
3.4.2	CASO DE PASO POR CURVA	43
3.5	ANÁLISIS DEL EJE DEL BASCULANTE	46
3.5.1	MODELO DE ANALISIS DEL EJE DEL BASCULANTE	46
3.5.2	MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE DEL BASCULANTE	51
4	MONTAJE DE LOS DIFERENTES EJES.....	55
4.1	MONTAJE DEL EJE DE LA RUEDA TRASERA	55
4.1.1	TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN	56
4.2	MONTAJE DEL EJE DE LA RUEDA DELANTERA	58
4.2.1	TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN	58
4.3	MONTAJE DEL SISTEMA DE LA DIRECCIÓN.....	59
4.3.1	TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN	60
4.4	MONTAJE DEL EJE DEL BASCULANTE.....	62
4.4.1	TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN	63
5	DIMENSIONAMIENTO DE LA TIJA	67
5.1	ESTUDIO DE LA SITUACIÓN DE FRENADA	67
5.1.1	MODELO DE LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE FRENADA	68
5.1.2	MODELO DE MARC MENTAT DE LA HORQUILLA.....	70
5.1.3	ESTUDIO DE LAS TENSIONES EN LAS TIJAS	72
5.2	DECISIÓN DE LA ELECCIÓN DE LOS TORNILLOS.....	76
5.2.1	DECISIÓN TORNILLOS TIJA INFERIOR (espesor = 30 mm).....	81
5.2.2	DECISIÓN TORNILLOS TIJA SUPERIOR (espesor = 20 mm).....	83
5.3	DIMENSIONAMIENTO DEL RECORRIDO DE APRIETE DEL TORNILLO	84
5.4	CASQUILLOS OFFSET	85
5.5	TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN.....	86
6	DISEÑO MUELLES.....	88
6.1	RESULTADOS.....	91
6.1.1	CONFIGURACIÓN 1	91

6.1.2	CONFIGURACIÓN 2	93
6.1.3	CONFIGURACIÓN 3	94
6.1.4	CONFIGURACIÓN 4	95
6.2	FABRICACIÓN DE MUELLES	96
6.3	TAPÓN DE ROSCA EN LA BOTELLA (plano nº 16 en el Anexo 2).....	97
7	CONCLUSIONES	99
8	BIBLIOGRAFÍA	101

1 OBJETIVO

El objetivo final de este proyecto es el diseño de diferentes elementos estructurales que componen una motocicleta de competición para luego ser ensambladas y conseguir de esta forma un diseño completo.

Se plantea el análisis y diseño de las tijas, los diferentes ejes de toda la motocicleta, los rodamientos y la suspensión delantera mediante el cambio de muelles y sistema de precarga.

A partir de aquí le seguirían los diferentes procesos de fabricación, montaje y puesta a punto en el circuito de Los Arcos. Completadas estas fases llegaría la hora de la presentación de la motocicleta en el circuito de Alcañiz.

La motocicleta ha sido dividida en diferentes partes según funciones y prioridades para poder llevar a cabo su diseño y fabricación. El proyecto que describen estas hojas engloba parte del piecerío necesario para su funcionamiento.

Dentro de todo el conjunto de elementos que la conforman, hay piezas que por falta de tiempo y presupuesto no es posible llevar a cabo su diseño y fabricación. Por tanto se deberán escoger dentro de las posibilidades que oferta el mercado orientado a la competición.

Todas las piezas que se van a analizar a continuación se han trabajado prestando especial atención a la seguridad ya que se trata de elementos que sustentan la motocicleta. La experiencia es un aspecto del cual carezco en estos momentos y en caso de duda siempre se ha optado por aumentar los coeficientes de seguridad.

2 ANTECEDENTES

Este proyecto surge por la necesidad de adaptación y puesta a punto de las piezas que han sido suministradas por la organización de la competición. A continuación se va a explicar algo más sobre el origen de este proyecto, para permitir una mejor comprensión del marco en que se desarrolla.

2.1 MOTOSTUDENT

2.1.1 LA COMPETICIÓN

La competición MotoStudent promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (MEF) es un desafío entre equipos universitarios de distintas universidades españolas, europeas y del resto del mundo. Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de pequeña cilindrada, 125cc de 2 tiempos, que competirán con su evaluación pertinente en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la

Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, el equipo universitario debe considerarse integrado en una empresa fabricante de motos de competición, para desarrollar y fabricar un prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos dados. La competición en sí misma es un reto para los estudiantes, donde estos en un periodo de tiempo de tres semestres han de demostrar y probar su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo.

2.1.2 FASES DE LA COMPETICIÓN

La competición tiene una duración de 18 meses en los que debemos plantear todo el escenario real de un equipo de motociclismo de competición. Para ello los equipos partimos de un planteamiento realista donde, una vez establecidos los componentes del mismo, se debía buscar apoyo externo y sobre todo patrocinadores que aportaran la financiación necesaria y/o equipos, componentes, apoyo técnico, asesoría, etc.

Una vez obtenido el importe mínimo necesario para asegurar la participación en la competición y justificado dicho soporte económico a la Organización, se pasa a la siguiente fase: diseño. En esta fase, en la que nos encontramos actualmente, debemos diseñar completamente la moto de competición ciñéndonos a un reglamento técnico y organizativo, cumpliendo los plazos fijados por la Organización, y ajustándonos a los recursos puestos a disposición del equipo por los patrocinadores, colaboradores y la universidad. A la par del diseño de los componentes se deberán desarrollar distintos medios para la construcción de los mismos y será necesaria la búsqueda de proveedores para la compra del resto.

A lo largo de todo el proceso también será preciso realizar numerosas pruebas de diseños, componentes, y puesta a punto de un prototipo que permita realizar los ajustes pertinentes que garanticen una mínima competitividad de la moto durante la competición. Además también se deberá estar atento a las posibles modificaciones que pueda realizar la Organización, ya que se encuentra abierta a cualquier tipo de reajuste en función de la marcha de los acontecimientos.

Durante toda la competición (fase de diseño y carrera), la Organización exigirá a los equipos ciertas justificaciones así como requisitos mínimos que deba cumplir la moto. Son los siguientes:

- Presentación de justificación de sponsors en la que los equipos participantes deben justificar de forma clara qué empresas e instituciones sufragan la construcción del prototipo, antes del 8 de Mayo del 2009.
- Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Marzo de 2010 los equipos participantes presentarán a la Organización información gráfica en detalle del prototipo. Esta información deber permitir a los jurados, sin manipulación

informática alguna verificar los futuros prototipos. Esta documentación sólo será analizada por los jurados en las jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información.

- Los grupos presentarán un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforme a los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.
- Por otra parte se realiza una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.
- También presentarán en el stand preparado por la organización los paneles informativos que consideren convenientes.
- El proyecto industrial será definido ante un jurado de expertos elegidos por la Organización.
- Las pruebas de seguridad en banco pretenden ser una garantía de robustez, fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito. Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:
 1. Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico.
 2. Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
 3. Análisis de gases de escape según especificaciones de reglamento técnico.
- Los equipos que hayan superado las pruebas de seguridad pondrán sus motos a disposición de profesionales de pruebas y ensayos elegidos por la Organización que harán una valoración de sus prestaciones en el circuito de velocidad. Cada moto será probada por un mínimo de tres pilotos, los cuales evaluarán:
 1. Capacidad de frenada
 2. Capacidad de aceleración
 3. Maniobrabilidad
 4. Estabilidad
 5. Velocidad punta
- Carrera en el circuito de Alcañiz en donde las motos serán probadas por pilotos de categoría promoción seleccionados por la organización y sorteadas entre ellos.

La competición de MotoStudent es sobre todo una competición ingenieril, no se puede resumir sólo en una carrera. El ganador será el equipo que consiga la mayor cantidad de puntos en las distintas fases. La evaluación corresponderá en cada caso a un jurado designado por la organización, ésta es la forma en que se repartirán los puntos:

1. Proyecto industrial, 600 puntos en total como máximo divididos en:

- Diseño industrial: 150 puntos
- Análisis y cálculos técnicos: 175 puntos

- Definición del sistema de fabricación e industrialización: 175 puntos
- Análisis de costos del desarrollo del prototipo y del proceso industrial de fabricación: 100 puntos

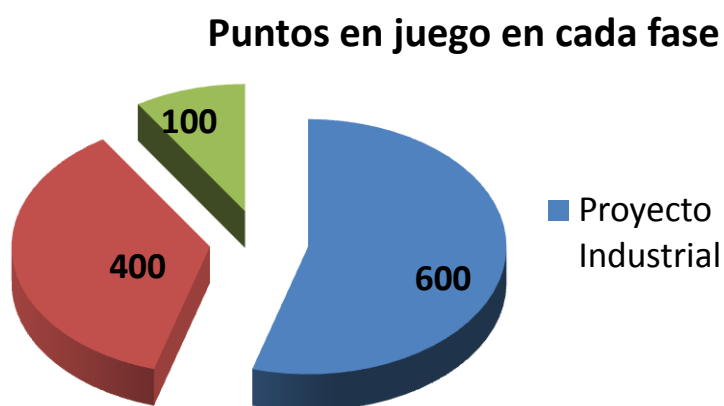
2. Evaluación de las prestaciones, 400 puntos en total como máximo divididos en:

- Capacidad de frenada: 80 puntos
- Capacidad de aceleración: 80 puntos
- Maniobrabilidad: 80 puntos
- Estabilidad: 80 puntos
- Velocidad punta: 80 puntos

3. Carrera, 100 puntos como máximos para el vencedor:

Puesto en carrera	Puntos
Primero	100
Segundo	90
Tercero	85
Cuarto	80
5º a 9º	76-60 (4 puntos de diferencia entre cada puesto)
10º a 15º	57-42 (3 puntos de diferencia entre cada puesto)
16º a 30º	40

Aquellos equipos que no terminen la carrera no obtendrán ningún punto en esta fase.



Gráfica 1

Así pues, mediante este sistema de puntuación la intención clara de la Organización es premiar aquellos proyectos industriales y de mejor diseño, dando menos importancia a la carrera, donde pueden intervenir muchos factores que los participantes no controlan, por ejemplo la elección del piloto, que será elegido al azar entre unos candidatos proporcionados por la Organización el mismo fin de semana de la carrera. Además se puede ver que dentro de la puntuación de la carrera las diferencias por puesto no son muy exageradas y se da mucha importancia al hecho de haber construido una moto capaz de correr y completar la prueba.

2.1.3 EL EQUIPO

El equipo que representa a la UPNa en esta competición se constituyó en un principio con 11 estudiantes de esta misma universidad de las titulaciones de Ingeniería Industrial (II) e Ingeniería Técnica Industrial Mecánica (ITIM), si bien actualmente consta de un total de 14 estudiantes:

Nombre	Titulación	Curs	Proyecto
Maite Apesteguía Amorena	ITIM	3	Maqueta 3D
Javier Arana Santamaría	II	5	Industrialización serie de 500 unidades
Maite Arbeloa Murillo	II	5	Pruebas del motor
Ignacio Arenaza Borja	ITIM	3	Basculante
Xabier Arteta Erviti	II	5	Fabricación del prototipo
Ángela Cildoz Guembe	ITIM	3	Estudio del escape
María Cildoz Guembe	ITIM	3	Estudia de la admisión
Iria Coba Antón	II	5	Chasis alternativo de aluminio
Joaquín Eransus Soba	II	5	Industrialización serie de 500 unidades
Ibai Irigoien Ulayar	II	5	Determinación de geometría básica y cargas
Álvaro Larumbe Valencia	II	5	Piecerío y dirección
Ernesto Limousin	II	5	Chasis de acero
Miguel Ángel Urgelles Asensio	II	5	Gestión y organización
Unai Zabala Versteeg	II	5	Aerodinámica

Todos ellos cumplen con los requisitos impuestos por la Organización del evento para poder participar en la competición. Además el equipo se encuentra dirigido por los profesores de la UPNa:

José Sancho

Cesar Díaz de Cerio

El equipo ha sido inscrito en la competición con el nombre de: **ETSIIT-UPNa Racing**.



Disponemos además de un grupo de apoyo que participa en el desarrollo técnico que sin estar inscritos oficialmente en la competición aportan conocimiento y ayuda al grupo oficial en el desarrollo de toda la competición.

2.2 DATOS DE PARTIDA

A continuación se van a describir los datos de que se dispone para iniciar el diseño de la motocicleta. Todo ello se encuentra relacionado con las pautas establecidas por la Organización ya que es ella quien dicta las especificaciones de partida para todos los equipos, estableciendo las limitaciones y libertades que se poseen para que la moto sea validada y pueda competir en el evento.

La Organización ha establecido un reglamento técnico (Anexo II) que contiene la normativa reguladora de la competición. Con él se pretende estandarizar y acotar la gran variedad de posibilidades que existe en la construcción de un prototipo de moto. De este modo todos los proyectos presentados por las diferentes universidades inscritas en la competición se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes.

Por todo ello el primer paso a dar en la realización de este proyecto consistirá en el análisis detallado de dicho documento, para ser consciente de qué es lo que se puede y no se puede hacer respecto al diseño. Este estudio deberá centrarse principalmente en lo referente a todo el conjunto de la suspensión delantera y los ejes de las ruedas.

Una vez analizado todo ello se pueden considerar las siguientes restricciones establecidas por la Organización que afectan directamente a la elaboración de este proyecto:

2.3 REQUERIMIENTOS GENERALES DEL DISEÑO

El objetivo de la competición es la construcción de un vehículo de dos ruedas a motor de combustión interna. Dicho vehículo será concebido para el pilotaje de un solo ocupante. La motocicleta deberá ser un prototipo diseñado y construido para la competición de carreras de velocidad.

2.3.1 DIMENSIONES

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares ha de ser de 450 mm.
- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

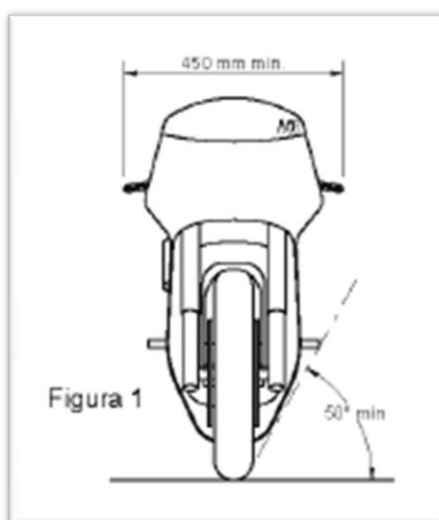


Imagen 1

- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías.
- Limite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

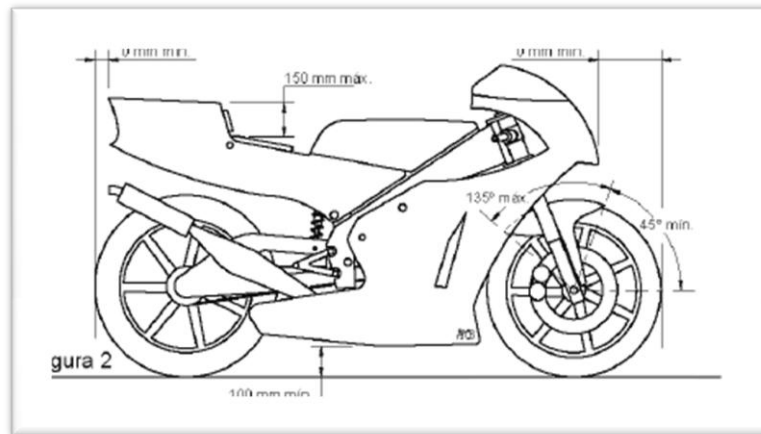


Imagen 2

- La distancia de los neumáticos a cualquier elemento de la motocicleta diferente de la rueda no podrá ser inferior a 15 mm en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- La anchura máxima del asiento debe ser de 450 mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape.

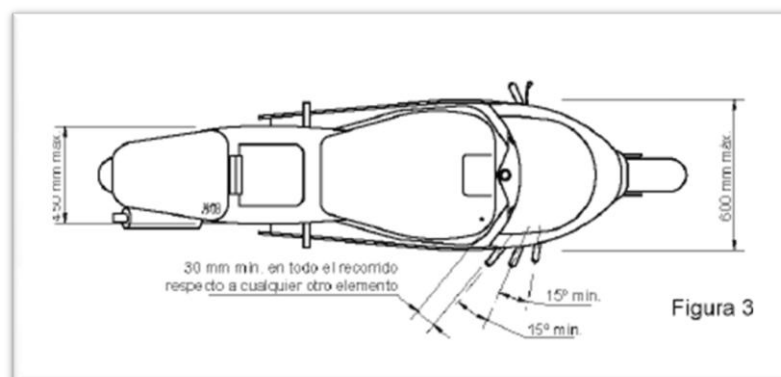


Imagen 3

2.3.2 PESOS

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas deberá ser inferior a 90 kg. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y al final de la competición. Esta permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

2.3.3 BASTIDOR

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto las siguientes consideraciones:

- No está permitido fabricar el chasis en titanio ni en aleaciones de titanio.
- El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización.
- No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Debe de tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

2.3.4 SUSPENSIONES

El diseño de la suspensión delantera y trasera es libre pero en caso de horquilla delantera y amortiguador trasero deberán ser los proporcionados por la organización. No se permite la modificación estructural de los mismos, solo el cambio de muelles y viscosidad del aceite.

2.3.5 DIRECCIÓN

En todo el recorrido de giro de la dirección no deberá existir ningún elemento que interfiera en una tolerancia de 30 mm entorno a los puños del manillar a accionamientos.

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta y deberá estar limitado por un tope a cada lado.

2.3.6 ESTRIBERAS

Como requisito deberán tener protegidos los extremos con un tope de nilón de un radio mínimo de 8 mm. Deberán disponer de protectores laterales para evitar que la bota del piloto pueda interferir con elementos móviles como cadena o neumático trasero.

2.3.7 LLANTAS Y NEUMÁTICOS

La organización suministra las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de las ruedas.

Los ejes de la rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm.

2.3.8 MOTOR

Se deberá utilizar el motor suministrado por la competición, el cual se entregará sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

2.3.9 PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS

Para el control y verificación de vehículos se creará una ficha por cada prototipo. Este documento será rellenado por los verificadores técnicos en la fase previa a la competición. Una vez contrastados todos los apartados se deberá dar la calificación de “apto” para poder

participar en las diferentes pruebas. Tras la verificación se fijará un adhesivo de la organización comprobante de la aceptación del prototipo.

2.3.10 HOMOLOGACIÓN DEL CHASIS

La organización se reserva el derecho de verificar el chasis mediante una prueba previa a la competición. Se habrá de presentar previo a la competición un estudio teórico de cargas sobre el chasis.

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicarán dos tipos de carga simultáneas. Una carga horizontal progresiva de 250 daN longitudinalmente a la motocicleta en los ejes de rueda delantera y otra vertical de 200 daK. No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

2.3.11 VERIFICACIÓN DE COTAS GENERALES

Se medirán y supervisarán las cotas generales de diseño estipuladas en el reglamento.

2.3.12 COMPONENTES ESTÁNDAR

La Organización proporciona una serie de piezas que todos los modelos de motocicletas deben incorporar, en base a las cuales debe desarrollarse el resto del prototipo. Todo ello con el objetivo de proporcionar un punto de partida común para todos los equipos que facilite de inicio el diseño global de la motocicleta, de modo que todos los prototipos se ajusten a una línea de trabajo orientativa y común, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes.

Las piezas proporcionadas por la Organización son:

- Motor
- ECU
- Bujía
- Palanca de cambios
- Bobina
- Pipa
- Horquilla delantera
- Amortiguador trasero
- Sistema de frenos:
 - Bomba
 - Pinza delantera
 - Pinza trasera
 - Maneta

- Llantas
- Neumáticos

De entre ellas sólo algunas están en relación con el objeto del proyecto. Por ello a continuación se aporta toda la información existente sobre ellas:

HORQUILLA

La competición nos proporciona una horquilla en caso de utilizar este sistema de amortiguación delantera. La horquilla es la que monta la Yamaha yzf 125 cc.



Imagen 4

AMORTIGUADOR

Se trata de un amortiguador SACHS.



Imagen 5

LLANTAS

La organización proporciona las mismas llantas a todos los equipos, corresponden a la motocicleta Derbi gpr de 50 cc.



Imagen 6

NEUMÁTICOS

Los neumáticos al igual que las llantas son proporcionados por la organización y comunes para todos los equipos. Se trata de neumáticos DUNLOP motorsport, el delantero será un 95/70R17 y el trasero un 115/70R17.



Imagen 7

3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES

3.1 INTRODUCCIÓN

El dimensionamiento de los ejes de dirección, de la rueda delantera, rueda trasera y del basculante requiere de dos acciones. La primera de ellas consiste en determinar las cargas más importantes que pueden aparecer en cualquier momento de la conducción en los diferentes ejes. Este paso va a resultar el más incierto puesto que no se dispone de ninguna base de datos de valores reales. Ha sido fundamental el proyecto realizado por un componente del equipo, **Ibai Irigoyen “Optimización de parámetros principales y cálculo de cargas de una motocicleta de competición”**. En él se obtienen valores de fuerzas sobre los neumáticos mediante un software que realiza la simulación de una motocicleta en un circuito. Para lograrlo fue necesario introducir una serie de parámetros como centros de gravedad, pesos, rigideces de los neumáticos... Se trabajará directamente con las conclusiones obtenidas por mi compañero.

Una vez definidas las solicitudes el segundo punto será la creación de unos sencillos modelos de los ejes utilizando el programa de elementos finitos Marc Mentat. De esta forma y con un primer diseño orientativo se obtendrán los valores de tensiones que aparecen en las diferentes piezas.

La última acción conlleva la elección del material necesario para cumplir los criterios de seguridad. El criterio último de decisión será que el límite elástico del material escogido sea mayor que la tensión obtenida mediante el programa de elementos finitos. No se pueden permitir deformaciones permanentes en elementos cuya función principal es aguantar el peso de la motocicleta y las cargas exteriores que llegan a través de los neumáticos.

CREACIÓN DE MODELOS TEORICOS

Para la obtención de las cargas máximas en los ejes se hace imprescindible el análisis de las diferentes situaciones en las que se puede encontrar una motocicleta: aceleración, frenada, paso por curva e incluso la opción de darse varios de estos efectos al mismo tiempo. Es importante para la valoración de varias hipótesis de forma conjunta tener en cuenta las direcciones de las fuerzas.

Se necesita la obtención de valores de fuerzas en los diferentes ejes: dirección, basculante, rueda delantera y rueda trasera pero disponemos de información referida a los neumáticos gracias al proyecto desarrollado por **Ibai Irigoyen**. Por tanto el objetivo de este primer paso es la creación de unos modelos teóricos según la circunstancia en que se encuentra la motocicleta para trasladar dichos valores a los ejes.

CREACIÓN DEL MODELO DE MARC MENTAT

El siguiente paso será la creación de un modelo de Marc Mentat para obtener los valores de tensión dependiendo de las dimensiones de la pieza y de las condiciones exteriores en que se encuentren los ejes.

Se trata por tanto de reproducir los modelos teóricos desarrollados en cada situación. Como condiciones de contorno la idea es que todos los ejes trabajen sujetos mediante dos empotramientos, pero una vez colocado en la motocicleta pudiera ocurrir que la unión tuviera holgura y realmente no trabajara como estaba diseñado. Por esta razón se van a suponer además los casos en los que el eje trabaja en uno de los extremos como apoyo y en el otro como empotramiento. Incluso el caso en el que ambos extremos trabajen como apoyos. De esta manera se analizan todas las posibilidades y se obtienen los diferentes valores de tensión que pudieran aparecer en el eje.

3.2 ESTUDIO DEL EJE DE LA RUEDA TRASERA

Fuerzas que aparecen en la rueda trasera

Tabla 1

RUEDA TRASERA	F_{long}	F_{lat}	F_v
ACELERACIÓN	1020	0	1264
FRENADA	250	0	750
CURVA	511	872	908

Para las simulaciones del programa de elementos finitos sólo se van a tener en cuenta las fuerzas que aparecen en la aceleración y en el paso por curva puesto que la rueda trasera recoge unos valores muy bajos en la frenada y en ningún caso resultarán como limitantes.

3.2.1 CASO DE ACCELERACIÓN

Los valores resultan del análisis teórico de la aceleración máxima de una motocicleta. Tres son las situaciones que hay que estudiar para poder establecer el caso limitante en donde se obtienen los máximos valores de fuerza longitudinal sobre el neumático.

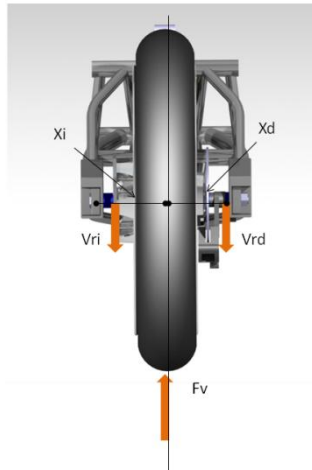
Las dos primeras situaciones aparecen en la salida, en la que podría ocurrir que la moto llegara a derrapar o hiciera un caballito. También aparece la opción de que el motor no diera la potencia necesaria como para alcanzar ninguno de estos casos, siendo por tanto el caso limitante por el motor.

Haciendo referencia al proyecto **de Ibai Irigoyen** nos demuestra que la situación limitante se produce por el motor en una salida cuando se encuentra engranada la primera marcha y cerca de las 9000 rpm.

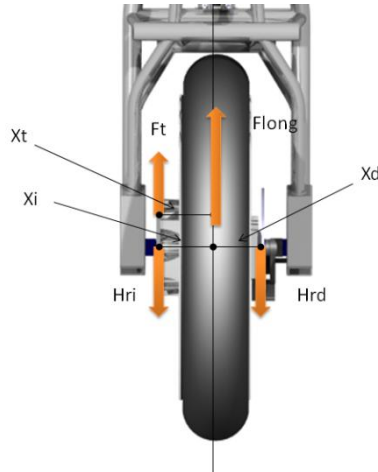
Es entonces cuando aparece en el contacto neumático-suelo una fuerza en la dirección longitudinal de la rueda $F_{\text{lg}} = 1020 \text{ N}$ y en la dirección perpendicular al suelo $F_v = 1264 \text{ N}$.

3.2.1.1 MODELO DE LA RUEDA TRASERA EN EL CASO DE ACELERACIÓN

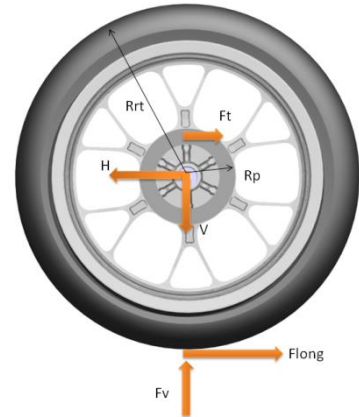
VISTA TRASERA



VISTA DE PLANTA



VISTA LATERAL



Xi: distancia del plano de la rueda al rodamiento izquierdo

Xd: distancia del plano de la rueda al rodamiento derecho

Xt: distancia del plano de la rueda al plato

Rp: Radio del plato

Vri: Fuerza vertical sobre rodamiento izquierdo

Vrd: Fuerza vertical sobre rodamiento derecho

Ft: Fuerza de tiro de la cadena

Hri: Fuerza horizontal sobre rodamiento izquierdo

Hrd: Fuerza horizontal sobre rodamiento derecho

Flong: Fuerza contacto neumático-calzada

H: Fuerza horizontal contacto eje-rueda

V: Fuerza vertical contacto eje-rueda

— ECUACIONES

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$F_t \cdot X_t - H_{Ri} \cdot X_i + H_{Rd} \cdot X_d = 0$$

$$H_{Ri} + H_{Rd} = F_{long} + F_t$$

$$F_t \cdot R_p = F_{\text{long}} \cdot R_{\text{tr}}$$

VERTICAL

$$F_v = V_{\text{Ri}} + V_{\text{Rd}}$$

$$V_{\text{Ri}} \cdot X_i = V_{\text{Rd}} \cdot X_d$$

El modelo tiene en cuenta las posiciones de los rodamientos en la rueda, que en este caso vienen ya insertados en el material suministrado por la organización.

Conocidos los valores de las fuerzas máximas y resolviendo las ecuaciones de este modelo, los resultados obtenidos una vez han sido mayorados por 3 veces son:

- **$H_{\text{Ri}} = 12817 \text{ N}$**
- **$H_{\text{Rd}} = 1372 \text{ N}$**
- **$V_{\text{Ri}} = 2092 \text{ N}$**
- **$V_{\text{Rd}} = 1700 \text{ N}$**

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en los dibujos del modelo)

3.2.1.2 MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE DE LA RUEDA TRASERA EN EL CASO DE ACELERACIÓN

Según el diseño del basculante, entre las caras de las pletinas donde se aloja el eje tenemos una distanciamiento de 214 mm que introduciremos para el modelo de Marc. La rueda trasera posee un rodamiento con un casquillo interior de 15mm de diámetro y es por ello que el eje deberá poseer esta dimensión. En este caso el material que se va emplear va a ser el factor variable que habrá que ajustar teniendo en cuenta que se debe dejar un margen de seguridad generoso puesto que se está tratando una pieza importante. Por esta razón las cargas han sido mayoradas por 3 veces el valor calculado mediante el programa de simulación Xoptima.

Una vez introducido el modelo el resultado es el siguiente

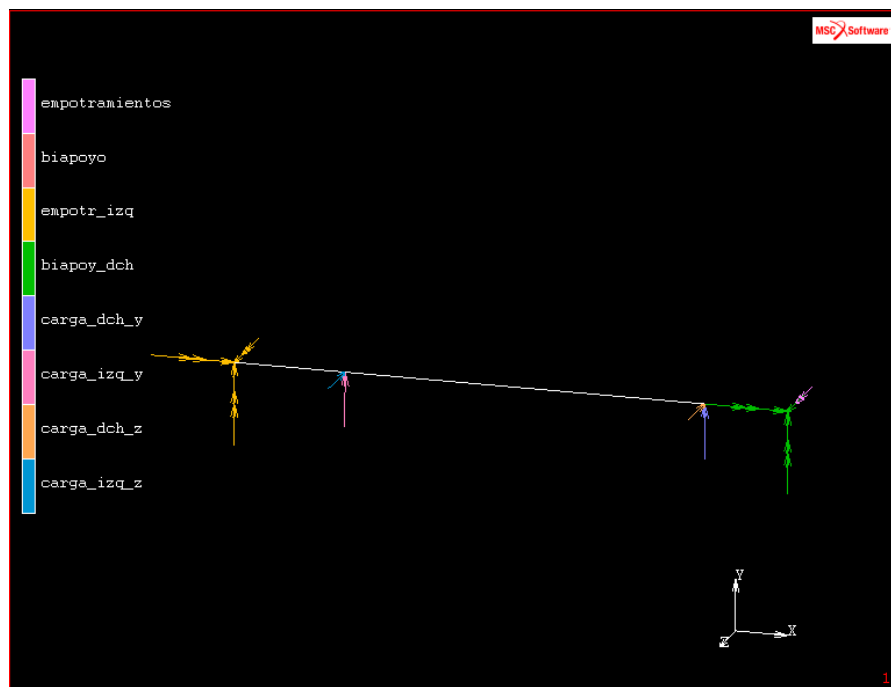


Imagen 8

El modelo está formado por elementos de tipo “beam” indicándole sus propiedades geométricas. Introducimos todas las “boundary conditions” necesarias para desarrollar las diferentes combinaciones de las cargas situadas en los rodamientos y los apoyos posibles.

Los resultados de las combinaciones aparecen en las siguientes imágenes:

- *Caso de BIEMPOTRAMIENTO en el eje trasero en la situación de aceleración*

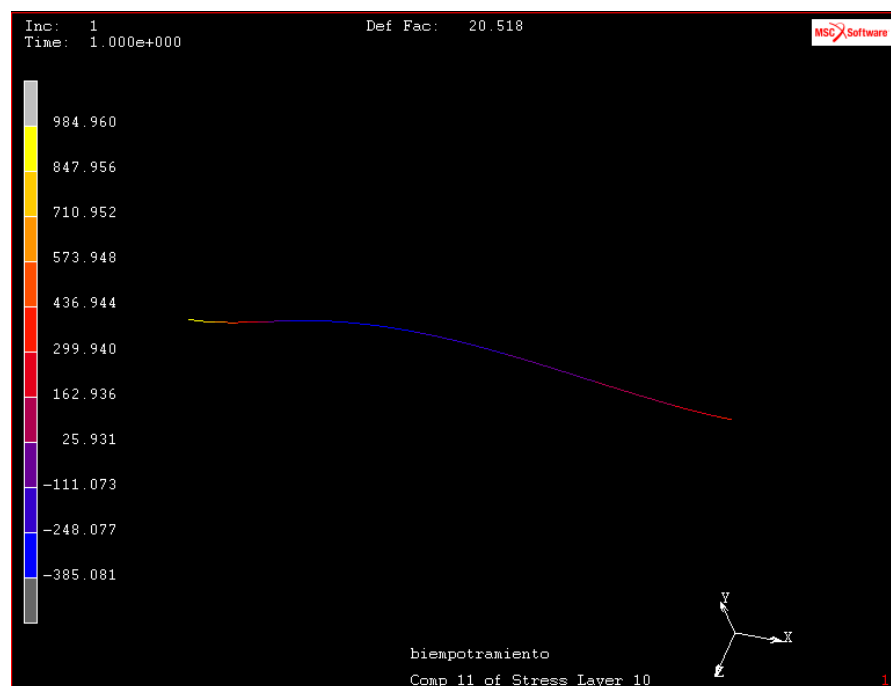


Imagen 9

El valor máximo que aparece reflejado en la leyenda es de **985 MPa**

- *Caso de BIAPOYO en el eje trasero en la situación de aceleración*

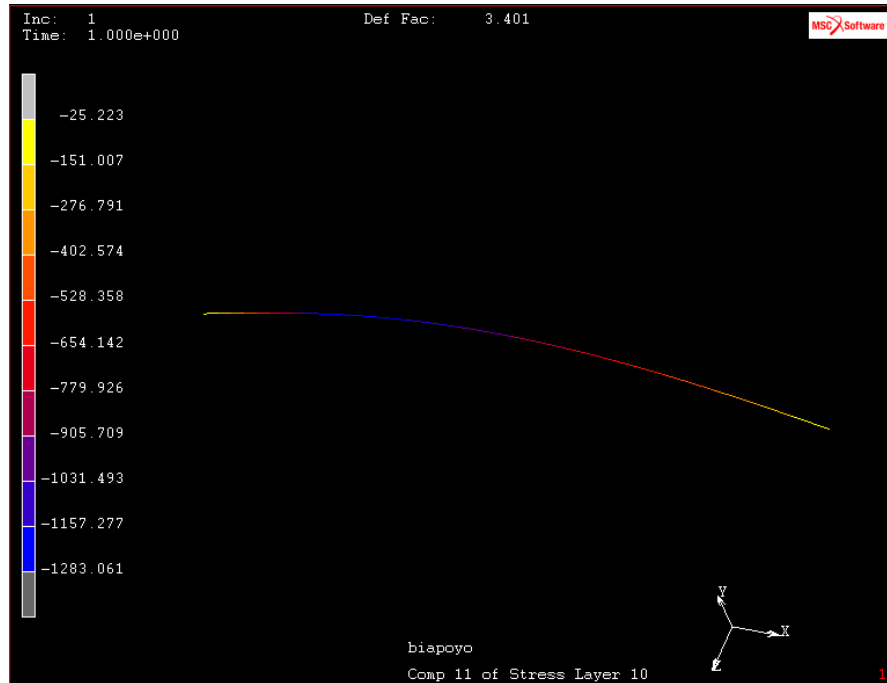


Imagen 10

En este caso se obtiene un valor de **1283 MPa**

- *Caso de APOYO-EMPOTRAMIENTO en el eje trasero en la situación de aceleración*

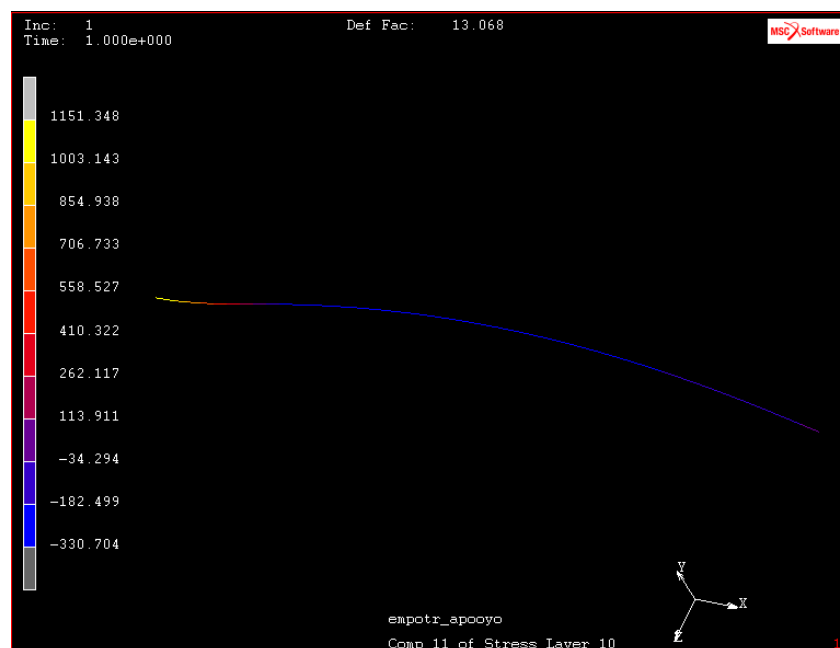


Imagen 11

En este último el valor de tensión es de **1151 MPa**

RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 2

CASO ACELERACIÓN	σ (MPa)
BIEMPOTRAMIENTO	985
BIAPOYO	1283
EMPOT-APOYO	1151

Vistas las tres posibles situaciones el caso más limitante es en principio el menos probable, ocurrirá cuando los dos extremos pasen de ser empotramientos a apoyos. No obstante es el que tendremos que utilizar para escoger el material a emplear.

3.2.2 CASO DE FRENADA

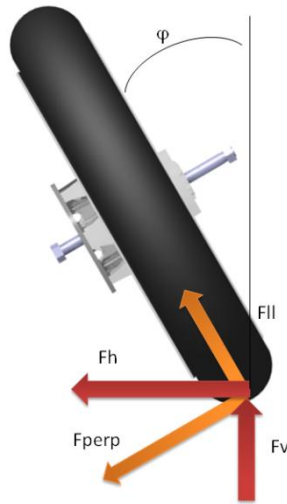
Para obtener valores de fuerza en el momento de una frenada no existen modelos teóricos que una vez resueltos den una solución. El mejor método para obtener estos datos es la implementación de sensores en la moto y una vez realizadas numerosas horas de prueba en pista observar cuales han sido los mayores valores y los lugares del circuito en los que se han producido. Dado que esto no es posible puesto que el proyecto de “Motostudent” se encuentra en su primera edición, se utilizan los valores obtenidos en el proyecto de **Ibai Irigoyen**.

Los valores proporcionados por el programa “Xóptima” son para un lugar del trazado del circuito que consigue una $F_{lg} = 250$ N y una $F_v = 750$ N. Estos datos tan bajos tienen su explicación en la transferencia de cargas. Una vez que el piloto presiona cualquiera de los dos frenos, la rueda delantera de la moto recibe mayor peso mientras que la rueda trasera quedará con menos sollicitación vertical y por tanto podrá realizar una menor fuerza longitudinal de frenado.

No se introducirá este modelo en el programa de Marc Mentat debido a los bajos valores de fuerza que presenta.

3.2.3 CASO DE PASO POR CURVA

Dibujo esquemático de los ejes utilizados sobre una rueda inclinada:



Fh: fuerza horizontal contacto neumático-calzada

Fv: fuerza vertical contacto neumático-calzada

Fll: fuerza paralela al plano de la rueda

Fperp: fuerza perpendicular al plano de la rueda

En el momento del paso por curva la moto posee un cierto grado de inclinación “ φ ” y a las fuerzas que aparecen en el neumático hay que realizarles una pequeña transformación para ponerlas en los ejes que interesan.

$$F_{ll} = F_{lg} \cdot \cos \varphi - F_v \cdot \sin \varphi$$

$$F_{perp} = F_{lg} \cdot \sin \varphi + F_v \cdot \cos \varphi$$

El paso por curva nos está produciendo un efecto que hasta ahora no había aparecido. La fuerza perpendicular al plano medio de la rueda “ F_{perp} ” está generando un par sobre la rueda que tiende a retorcerla. Se deberá tener en cuenta porque esta fuerza multiplicada por el radio de la rueda trasera pudiera provocar una tensión sensible sobre el eje.

Las fuerzas que aparecen en el tramo de curva son $F_{long} = 511$ N, $F_{lat} = 872$ N y $F_v = 908$ N. Hacen referencia a un tramo del circuito en el cual la moto se encuentra a punto de salir de una curva para encarar un tramo recto. El piloto está acelerando y por ello aparece una fuerza longitudinal.

Después de realizar la transformación a los ejes que nos interesan obtenemos:

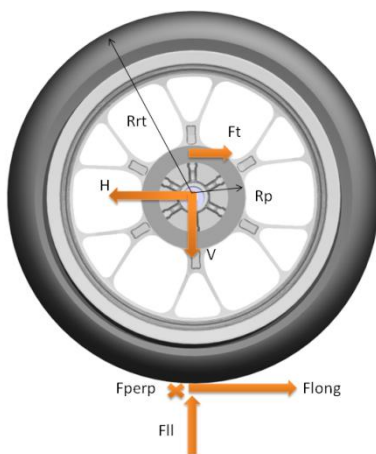
- $F_{lat} = 872$ N
- $F_v = 908$ N
- $F_{long} = 511$ N
- $\varphi = 0.893$ rd

dándonos

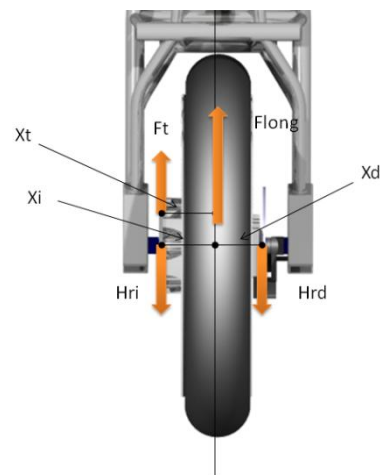
- $F_{ll} = 1248,5 \text{ N}$
- $F_{perp} = -161 \text{ N}$

3.2.3.1 MODELO DE LA RUEDA TRASERA EN EL CASO DE PASO POR CURVA

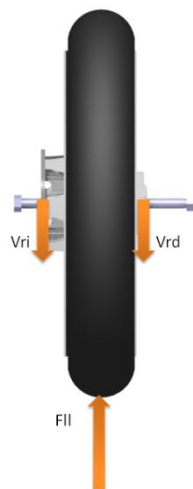
VISTA DE LATERAL



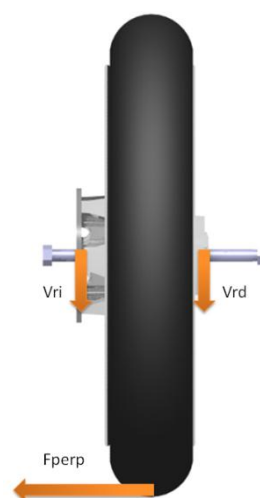
VISTA DE PLANTA



VISTA TRASERA



VISTA TRASERA



— ECUACIONES

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$F_t \cdot X_t - H_{Ri} \cdot X_i + H_{Rd} \cdot X_d = 0$$

$$H_{Ri} + H_{Rd} = F_{\text{long}} + F_t$$

$$F_t \cdot R_p = F_{\text{long}} \cdot R_{tr}$$

VERTICAL

Efecto 1 (fuerzas sobre el eje, paralelas al plano de la rueda)

$$F_{ll} = V_{Ri} + V_{Rd}$$

$$V_{Ri} \cdot X_i = V_{Rd} \cdot X_d$$

Efecto 2 (fuerzas sobre el eje con dirección paralela al plano de la rueda debidas a la fuerza perpendicular)

$$F_{\text{perp}} \cdot R_{tr} + V_{Rd} \cdot X_d = V_{Ri} \cdot X_i$$

$$V_{Rd} + V_{Ri} = 0$$

Las cargas mayoradas en 3 veces que aparecen en el eje aplicadas en las posiciones de los rodamientos para este modelo son las siguientes:

- **$H_{Ri} = 5737 \text{ N}$**
- **$H_{Rd} = 687 \text{ N}$**
- **$V_{Ri} = 3053 \text{ N}$**
- **$V_{Rd} = 691 \text{ N}$**

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en el dibujo del modelo)

Los resultados de las fuerzas verticales se han agrupado en único valor sumando los dos efectos teniendo en cuenta las direcciones que poseían. Esta división se realiza para observar cuál es la repercusión que tiene el efecto de la curva sobre el eje trasero. Y el resultado son **329 N** en sentidos opuestos.

En el cálculo de los modelos se han tenido en cuenta las suposiciones de las situaciones de aceleración y curva. A la vista de las fuerzas que aparecen en el paso por curva y comparando con las que aparecían en la situación de aceleración se aprecia que el

momento más exigente para el eje es el instante de la aceleración. Por esta razón no será necesario introducir en el programa de elementos finitos los valores de fuerza del paso por curva.

RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 3

CASO ACELER	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	985
BIAPOYO	1283
EMPOT-APOYO	1151

A la vista de los resultados obtenidos necesitaríamos un acero con un límite elástico superior a los 1283 MPa. Este valor de tensión tan alto no es normal y conseguir un material con un límite elástico superior supondría un gran esfuerzo económico que no tiene sentido.

Según esto sólo puedo concluir que hay tres posibles errores en el modelo expuesto. El primero podría deberse a que la mayoración de las cargas fuera excesiva. La segunda explicación la podríamos encontrar en que las fuerzas obtenidas por el programa Xoptima también resultaran irreales por su elevado valor, que sumado a la mayoración incrementa el error. La última causa posible podría ser que el modelo introducido en el programa de elementos finitos no estuviera realizado correctamente. En principio esta posibilidad la coloco como última opción ya que tras repetidas comprobaciones no encuentro ningún error.

Por tanto esta pieza deberá ser observada con especial detenimiento en el momento de las pruebas y comprobar si realmente está sufriendo excesivamente.

3.3 ESTUDIO DEL EJE DE LA RUEDA DELANTERA

Fuerzas que aparecen en la rueda delantera

Tabla 4

RUEDA DELANTERA	F_{long}	F_{lat}	F_v
ACELERACIÓN	0	0	403
FRENADA	-1737	0	1667
CURVA - CASO 1	-1324	1536	1765
CURVA - CASO 2	-1151	1197	1462

3.3.1 CASO DE ACCELERACIÓN

En el momento de la aceleración la rueda delantera apenas va a tener sollicitación. La transferencia de cargas que se produce aumenta el peso de la motocicleta sobre la rueda trasera. Por supuesto en esta situación no aparecen fuerzas longitudinales.

Los valores que tenemos son $F_{long} = 0$, $F_v = 403$ N los cuales no tendremos en cuenta para luego realizar los ensayos con el programa de análisis de elementos finitos debido a su escaso valor en comparación con el resto.

3.3.2 CASO DE FRENADA

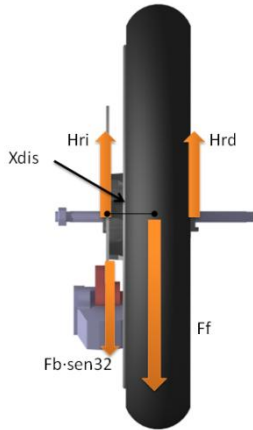
En el momento de una frenada todo el peso de la moto se desplaza hacia la rueda delantera dándonos las mayores fuerzas verticales y pudiendo así lograr fuerzas longitudinales de agarre más altas.

El caso limitante de una frenada lo da el momento de vuelco. En ese caso la fuerza longitudinal de frenada consigue que toda la fuerza vertical sobre el neumático delantero sea el propio peso de la moto. Si el piloto frenara más el siguiente paso sería el vuelco.

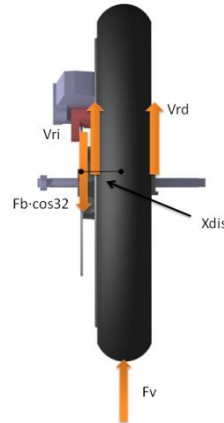
La pinza de freno tiene su efecto sobre la horquilla y se debe tener en cuenta en el modelo puesto que acabará repercutiendo sobre la fuerza longitudinal.

3.3.2.1 MODELO DE LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE FRENADA

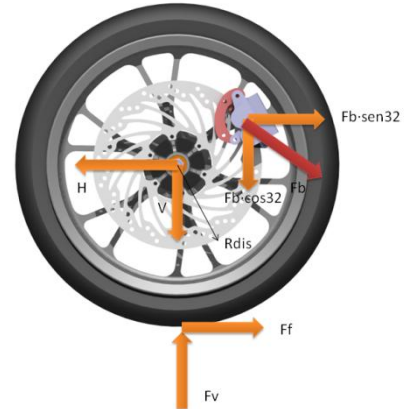
VISTA DE PLANTA



VISTA DELANTE



VISTA LATERAL



— ECUACIONES

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$F_b \cdot \sin(32^\circ) + F_f = H_{Ri} + H_{Rd}$$

$$H_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \sin(32^\circ) \cdot X_{dis} = H_{Ri} \cdot X_i$$

$$F_b \cdot R_{dis} = F_f \cdot R_{del}$$

VERTICAL

$$V_{Ri} + V_{Rd} + F_v = F_b \cdot \cos(32^\circ)$$

$$V_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \cos(32^\circ) \cdot X_{dis} - V_{Ri} \cdot X_i = 0$$

En el modelo se han tenido en cuenta las posiciones de los rodamientos para la rueda delantera, que al igual que la rueda trasera venían suministradas por la organización de la competición. Los resultados para los valores de las fuerzas situadas en los rodamientos una vez mayoradas en 3 veces quedan:

- **$H_{Ri} = 7706 \text{ N}$**
- **$H_{Rd} = 3273 \text{ N}$**
- **$V_{Ri} = 7096 \text{ N}$**
- **$V_{Rd} = -2865 \text{ N}$**

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en el dibujo del modelo)

3.3.2.2 MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE EN LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE FRENADA

Para la creación de este diseño lo primero que se ha establecido es el valor de la longitud necesaria para el eje cuyo valor está definido por la rueda delantera suministrada. Deberá ir colocada de forma que el plano medio de la rueda sea coplanario con el plano medio de las tijas. Las tijas albergan a las botellas, cuya posición queda por tanto ya definida. Lo mismo ocurre con la pinza de freno que a su vez está unida a una de las botellas. Se necesita un casquillo situado sobre el eje de la rueda en el lado de la pinza de freno de forma que el disco, unido a la rueda, quede perfectamente colocado con respecto a las zapatas de freno de la pinza. A partir de aquí en el lado contrario se colocará otro casquillo que logre la misma distancia entre el plano de la rueda al plano medio de la botella de suspensión.

La longitud necesaria son 162 mm para esta disposición y el diámetro del eje es 15mm obligado por los rodamientos que se encuentran ya insertados. El parámetro libre de modificación será el material de fabricación de la pieza.

El modelo en el programa Marc Mentat es el siguiente

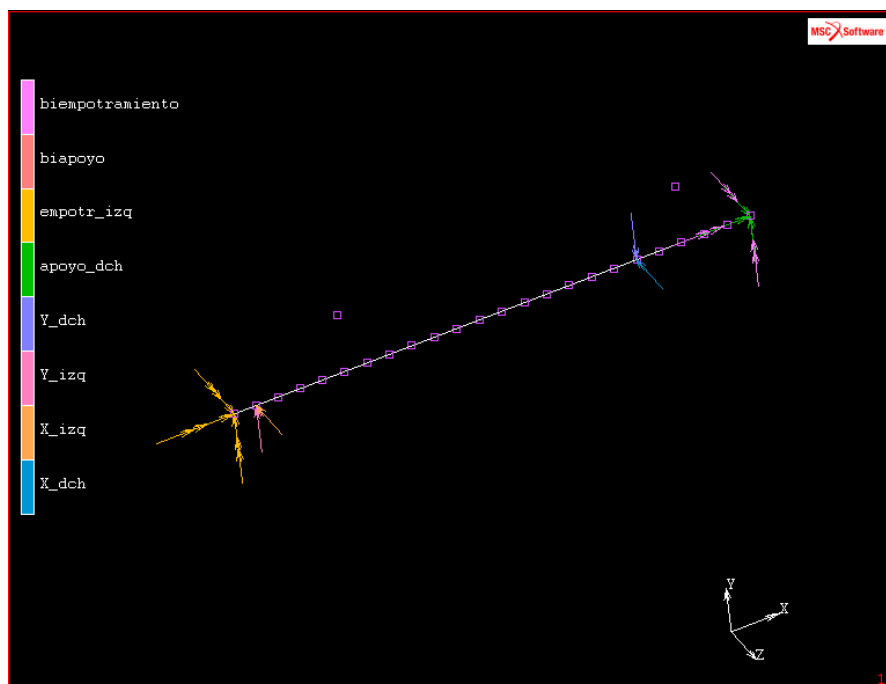


Imagen 12

Los valores obtenidos de las diferentes situaciones aparecen a continuación:

- *Caso de BIEMPOTRAMIENTO en el eje delantero en la situación de frenada*

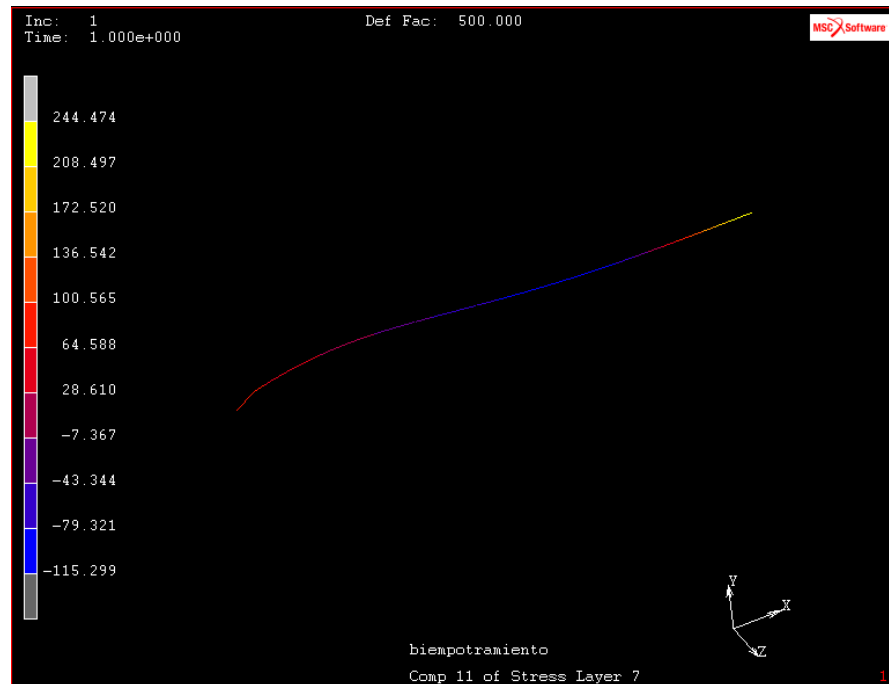


Imagen 13

El valor máximo de tensión es **244 MPa**

- *Caso de BIAPOYO en el eje delantero en la situación de frenada*



Imagen 14

El valor máximo de tensión es **349 MPa**

- *Caso de APOYO-EMPOTRAMIENTO en el eje delantero en la situación de frenada*

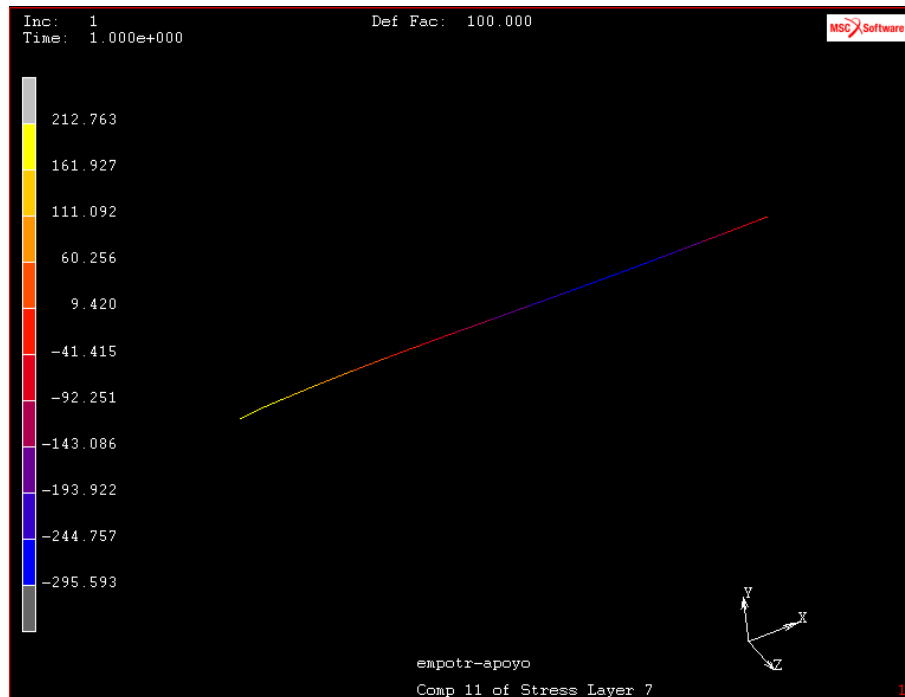


Imagen 15

El valor máximo en este caso son **295 MPa**

RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 5

CASO DE FRENADA	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	244
BIAPOYO	349
EMPOT-APOYO	295

Nuevamente el caso más improbable vuelve a ser el limitante. De momento el límite elástico deberá ser superior a los 349 MPa obtenidos. Falta por analizar el caso de paso por curva.

3.3.3 CASO DE PASO POR CURVA

A la entrada de una curva la moto sufrirá una transferencia de cargas hacia la rueda delantera debido a la frenada previa que se produce normalmente y además tendrá cierta inclinación. Esto me obliga a hacer una pequeña transformación de las fuerzas para adecuarlas a los ejes que necesito. Sacar los valores en los ejes paralelo y perpendicular al plano de la rueda supone la siguiente operación

$$F_{ll} = F_{lg} \cos \varphi - F_v \sin \varphi$$

$$F_{perp} = F_{lg} \sin \varphi + F_v \cos \varphi$$

En esta hipótesis de carga se nos van a plantear dos casos máximos. Aquel en el que la fuerza perpendicular es la máxima y otro en el que la fuerza paralela es máxima. Esto obligará a realizar el ensayo de elementos finitos a las dos situaciones ya que no se puede asegurar que ninguno de los dos casos vaya a resultar claramente más exigente que el otro.

Caso en el que la fuerza paralela es máxima (situación 1)

- $F_{lat} = 1536 \text{ N}$
- $F_v = 1765 \text{ N}$
- $F_{long} = -1324 \text{ N}$
- $\varphi = 0.76 \text{ rd}$

dándonos

- **$F_{ll} = 2338 \text{ N}$**
- **$F_{perp} = -106 \text{ N}$**

Caso en el que la fuerza perpendicular es máxima (situación 2)

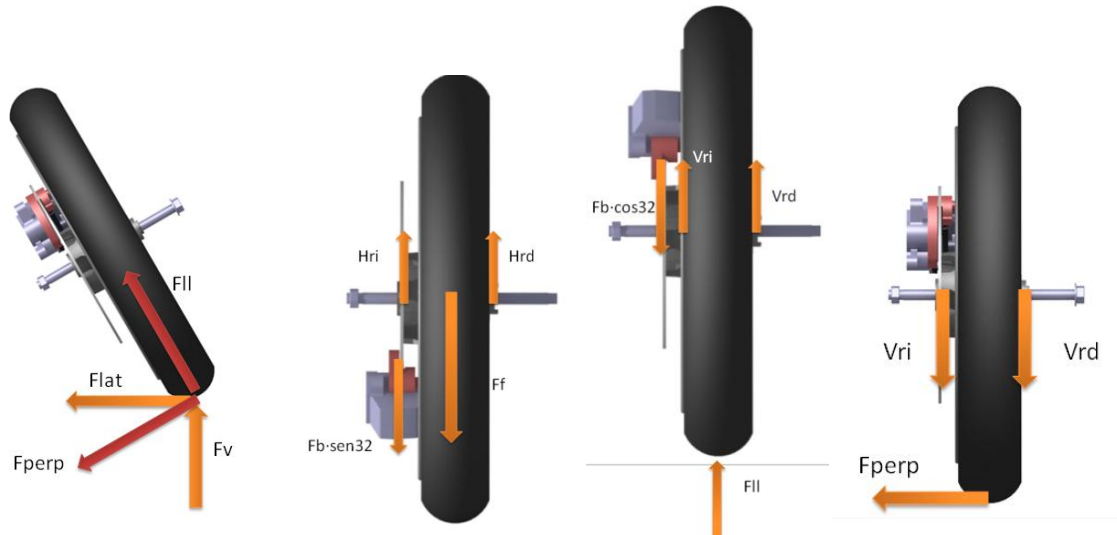
- $F_{lat} = 1197 \text{ N}$
- $F_v = 1462 \text{ N}$
- $F_{long} = -1151 \text{ N}$
- $\varphi = 0.784 \text{ rd}$

dándonos

- **$F_{ll} = 1879 \text{ N}$**
- **$F_{perp} = -186 \text{ N}$**

3.3.3.1 MODELO DE LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE PASO POR CURVA

VISTAS TRASERAS



— ECUACIONES

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$F_b \cdot \sin(32^\circ) + F_f = H_{Ri} + H_{Rd}$$

$$H_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \sin(32^\circ) \cdot X_{dis} = H_{Ri} \cdot X_i$$

$$F_b \cdot R_{dis} = F_f \cdot R_{del}$$

VERTICAL

Efecto 1 (fuerzas en el eje paralelas al plano de la rueda)

$$V_{Ri} + V_{Rd} + F_{ll} = F_b \cdot \cos(32^\circ)$$

$$V_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \cos(32^\circ) \cdot X_{dis} - V_{Ri} \cdot X_i = 0$$

Efecto 2 (fuerzas en el eje con dirección paralela al plano de la rueda debidas a la fuerza perpendicular)

$$F_{perp} \cdot R_{del} + V_{Rd} \cdot X_d = V_{Ri} \cdot X_i$$

$$V_{Rd} + V_{Ri} = 0$$

Los resultados para este modelo teniendo en cuenta que las cargas una vez más se encuentran mayoradas por 3 veces y que las posiciones de los rodamientos van fijadas por la rueda suministrada serán los siguientes.

CASO DE CURVA CON FUERZA MÁXIMA PARALELA AL PLANO DE LA RUEDA
 (situación 1)

- $H_{Ri} = 5874 \text{ N}$
- $H_{Rd} = 663 \text{ N}$
- $V_{Ri} = 4990 \text{ N}$
- $V_{Rd} = -4967 \text{ N}$

CASO DE CURVA CON FUERZA MÁXIMA PARALELA AL PLANO DE LA RUEDA
 (situación 2)

- $H_{Ri} = 5106 \text{ N}$
- $H_{Rd} = -431 \text{ N}$
- $V_{Ri} = 6080 \text{ N}$
- $V_{Rd} = -4781 \text{ N}$

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en el dibujo del modelo)

3.3.3.2 MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE EN LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE SITUACION DE CURVA 1

- *Caso de BIEMPOTRAMIENTO en el eje delantero en la situación 1 de curva*

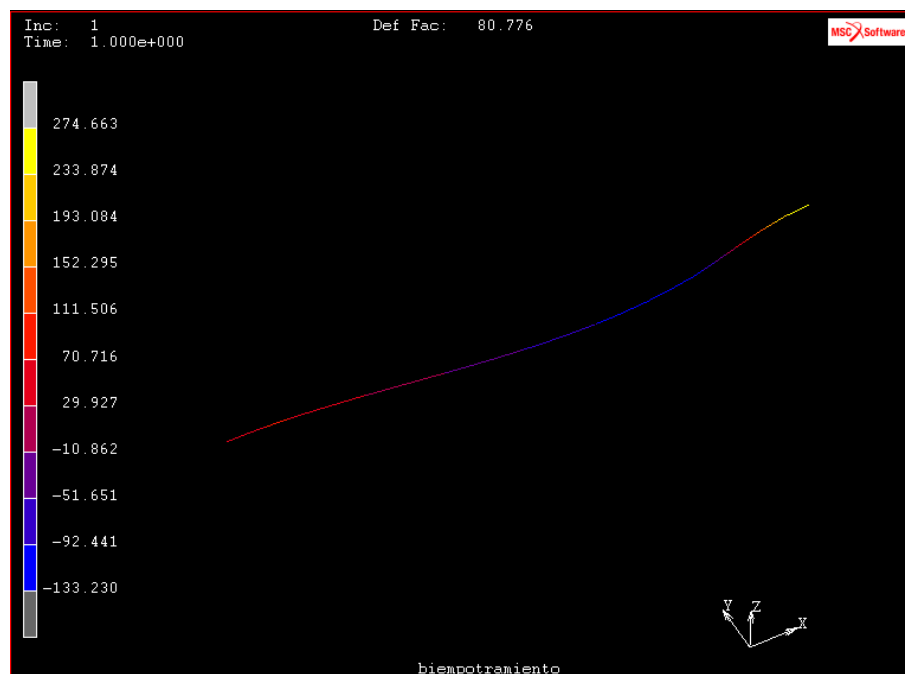


Imagen 16

Valor máximo de tensión de **274 MPa**

- *Caso de BIAPOYO en el eje delantero en la situación 1 de curva*

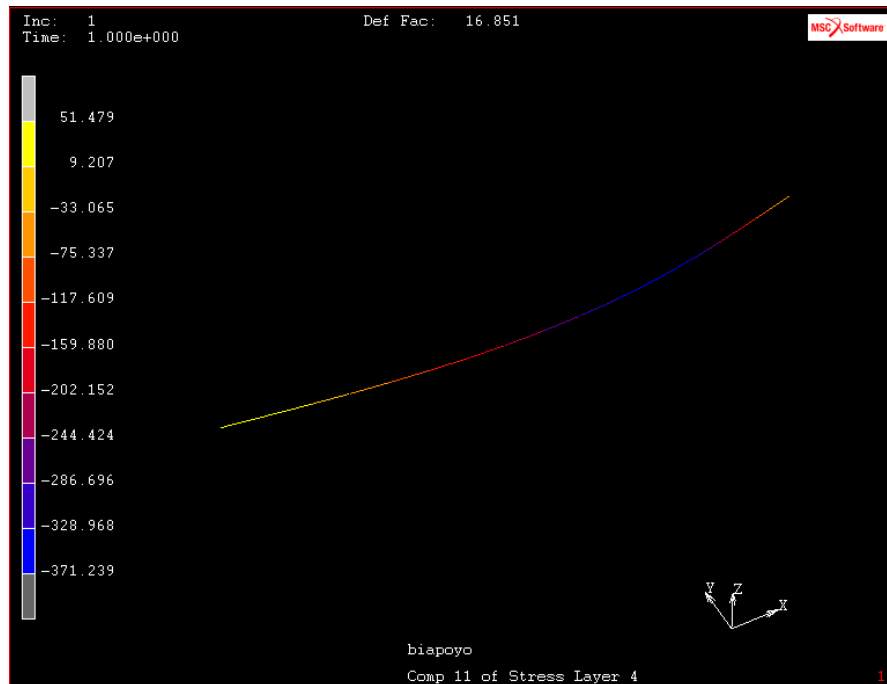


Imagen 17

Valor de tensión de **371 MPa**

- *Caso de APOYO-EMPOTRAMIENTO en el eje delantero en la situación 1 de curva*

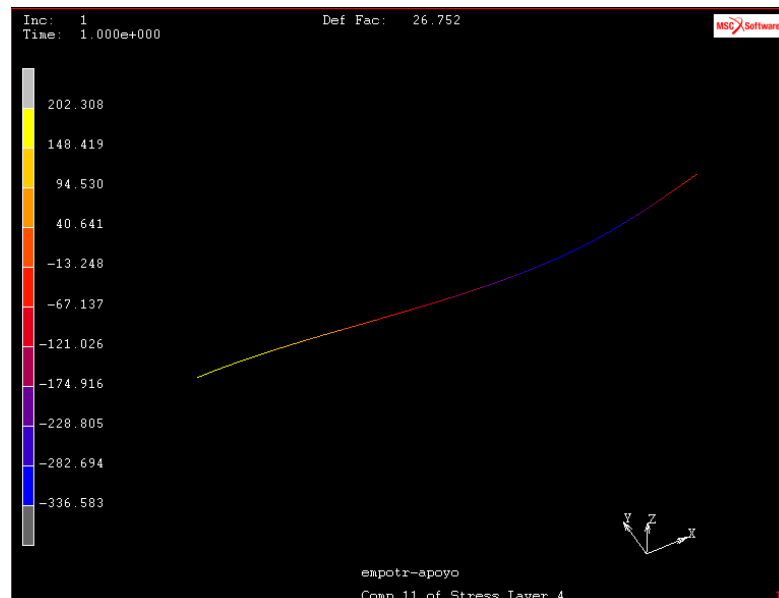


Imagen 18

Valor de tensión de **336 MPa**

3.3.3.3 MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE EN LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE SITUACION DE CURVA 2

- *Caso de BIEMPOTRAMIENTO en el eje delantero en la situación de curva 2*

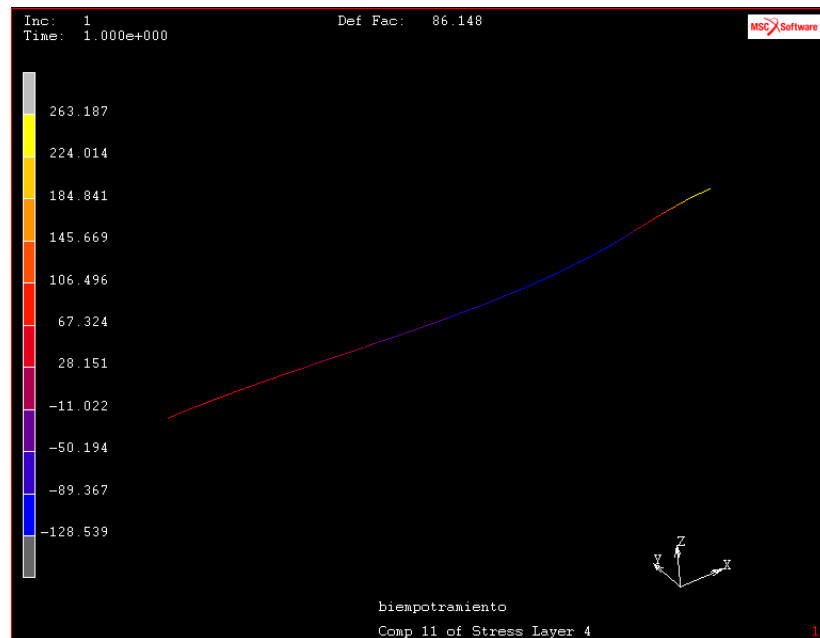


Imagen 19

Valor de tensión de **263 MPa**

- *Caso de BIAPOYO en el eje delantero en la situación de curva 2*

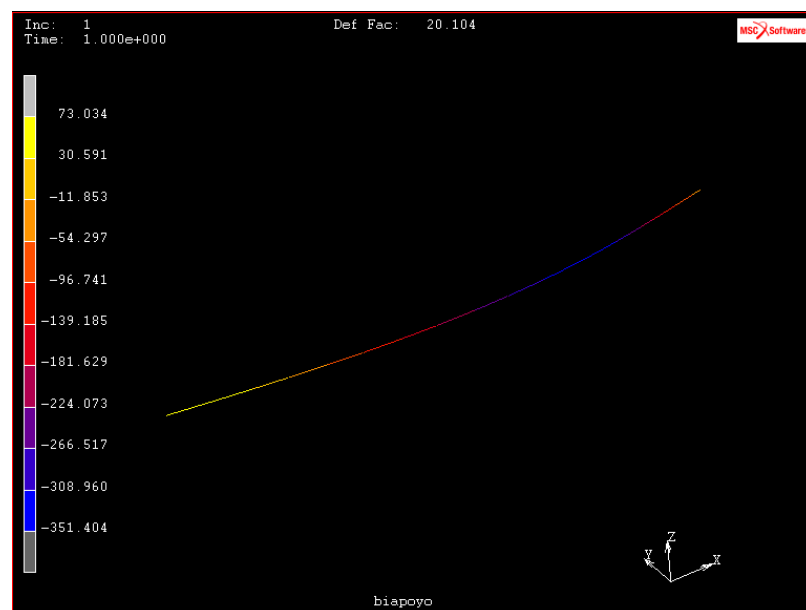


Imagen 20

Valor de tensión de **351 MPa**

- *Caso de EMPOTRAMIENTO-APOYO en el eje delantero en la situación de curva 2*

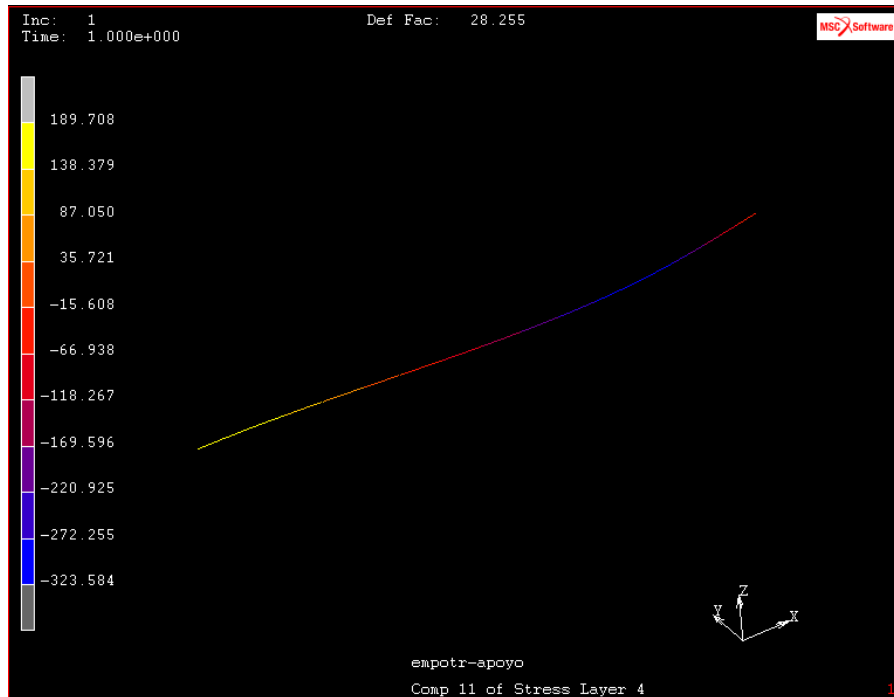


Imagen 21

Valor de tensión de **323 MPa**

RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 6

CASO DE FRENADA	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	244
BIAPOYO	349
EMPOT-APOYO	295
CASO DE PASO POR CURVA (S1)	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	274
BIAPOYO	371
EMPOT-APOYO	336
CASO DE PASO POR CURVA (S2)	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	263
BIAPOYO	351
EMPOT-APOYO	323

Una vez vistos todos los resultados en las diferentes situaciones el caso más crítico corresponde al momento de paso por curva teniendo como unión entre el eje y las botellas de la suspensión dos simples apoyos. Para este momento tendremos una tensión de **371 MPa**.

A partir de aquí el material a emplear será un acero que supere su límite elástico dicho valor obtenido en la simulación.

3.4 ANÁLISIS DEL EJE DE LA DIRECCIÓN

Fuerzas que aparecen en la rueda delantera

Tabla 7

RUEDA DELANTERA	F_{long}	F_{lat}	N	phi		
ACELERACIÓN	0	0	403	0,7615	CASO DE CURVA	
FRENADA	-1737	0	1667		F_{ll}	F_{perp}
CURVA - CASO 1	-1324	1536	1765		2330	218

A partir de las fuerzas en el neumático delantero se consiguen sus resultantes sobre el eje delantero. Estas cargas son ahora las que trabajaremos para obtener las solicitaciones sobre el eje de la dirección.

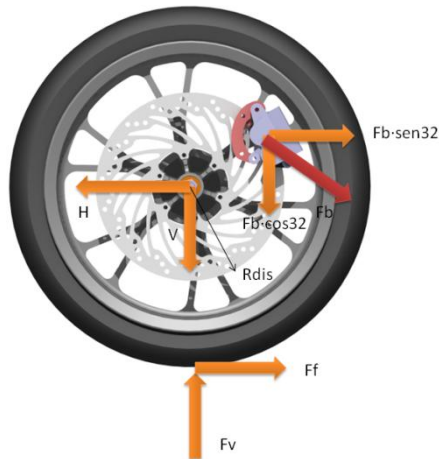
La horquilla está conformada por las botellas de la suspensión y dos tijas de diseño propio. Teniendo definidos estos elementos y el tamaño de la pipa podemos emplear su geometría para el cálculo de las tensiones sobre el eje de la dirección.

Una vez más hay que trabajar sobre todas las posibles situaciones que provoquen las mayores cargas. En el caso de la rueda delantera se analiza el momento de la frenada en un tramo recto y el paso por curva en el cual además se está produciendo una frenada.

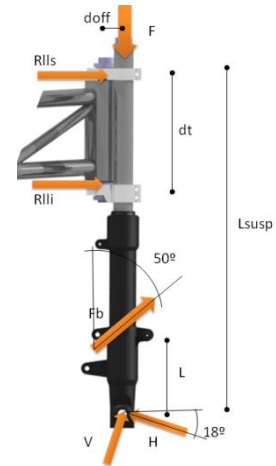
3.4.1 CASO DE FRENADA

3.4.1.1 MODELO DEL EJE DE DIRECCIÓN EN LA SITUACIÓN DE FRENADA EN TRAMO RECTO

VISTA LATERAL RUEDA



VISTA LATERAL HORQUILLA



- ECUACIONES

ANÁLISIS SOBRE LA RUEDA

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$H = F_f + F_b \cdot \sin(32^\circ)$$

$$F_f \cdot R_{del} = F_b \cdot R_d$$

VERTICAL

$$F_b \cdot \cos(32^\circ) + V = F_v$$

ANÁLISIS SOBRE LA HORQUILLA

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$V \cdot \cos(18^\circ) + H \cdot \sin(18^\circ) + F_b \cdot \cos(50^\circ) - F = 0$$

$$R_{ll-i} \cdot d_t + F_b \cdot \cos(50^\circ) \cdot d_{off} + F_b \cdot \sin(50^\circ) \cdot (L_{susp} - L) + H \cdot \sin(18^\circ) \cdot d_{off} - H \cdot \cos(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \sin(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \cos(18^\circ) \cdot d_{off} = 0$$

VERTICAL

$$V \cdot \sin(18^\circ) + F_b \cdot \sin(50^\circ) - H \cdot \cos(18^\circ) + R_{ll-s} + R_{ll-i} = 0$$

Resolviendo todas las ecuaciones para este modelo obtendremos las fuerzas que aparecen sobre el eje de la dirección. Estas fuerzas nuevamente estarán actuando en los puntos donde se encuentran ubicados los rodamientos.

$$R_{ll-s} = -16644 \text{ N}$$

$$R_{ll-i} = 20054 \text{ N}$$

$$H = 6368 \text{ N}$$

3.4.1.2 CALCULOS DEL MODELO DE EJE DE LA DIRECCIÓN EN CASO DE FRENADA

Para el eje de la dirección necesitaremos una longitud de 225 mm. El tamaño de la pipa en el chasis posee 170 mm, la tija superior 20 mm y la inferior 35 mm. Para un primer modelo utilizaremos un tubo de radio 15 mm con un espesor de 2 mm. Una vez que veamos los resultados podremos realizar alguna revisión en las dimensiones.

En este modelo el eje de la dirección está sufriendo solicitaciones únicamente a cortante. La unión de las tijas con el eje sobre la pipa evita que se pueda dar una flexión. Por tanto para el cálculo de las tensiones simplemente habrá que dividir las fuerzas entre el área del tubo que empleemos.

Para un primer dimensionamiento el tubo hueco posee un área de

$$A = \pi (15^2 - 13^2) = 176 \text{ mm}^2$$

Por tanto el valor de las tensiones que resultan son los siguientes:

- $R_{ll-s} = -16644 \text{ N}$ implica una tensión

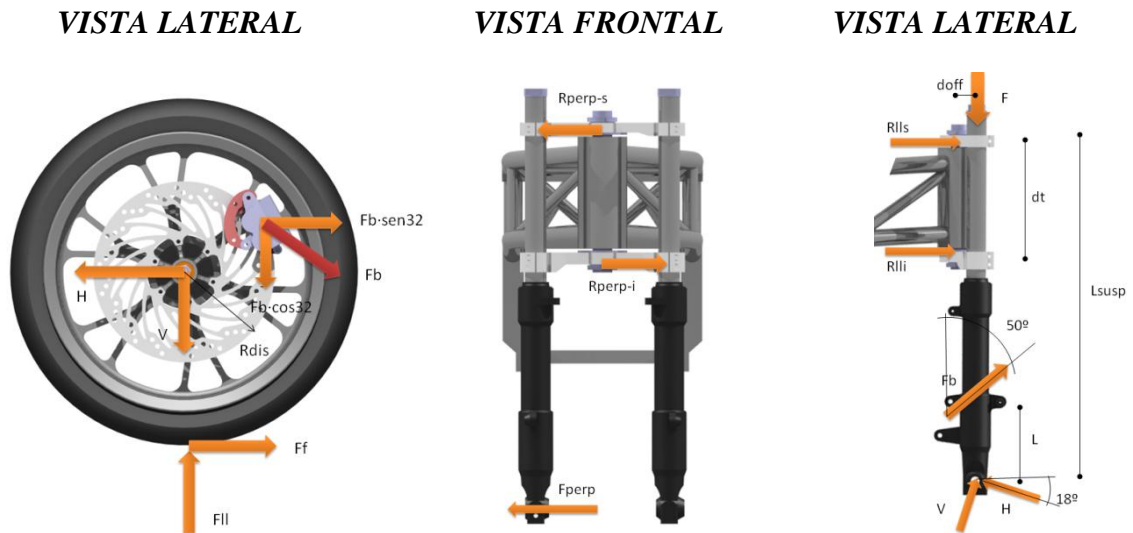
$$\sigma = 16644 \text{ N} / 176 \text{ mm}^2 = \mathbf{94.5 \text{ MPa}}$$

- $R_{ll-i} = 20054 \text{ N}$ implica una tensión de

$$\sigma = 20054 \text{ N} / 176 \text{ mm}^2 = \mathbf{114 \text{ MPa}}$$

3.4.2 CASO DE PASO POR CURVA

3.4.2.1 MODELO DEL EJE DE LA DIRECCIÓN EN SITUACIÓN DE FRENADA EN TRAMO CURVO



- ECUACIONES

ANÁLISIS SOBRE LA RUEDA

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$H = F_f + F_b \cdot \sin(32^\circ)$$

$$F_f \cdot R_{del} = F_b \cdot R_d$$

VERTICAL

$$F_b \cdot \cos(32^\circ) + V = F_{ll}$$

ANÁLISIS SOBRE LA HORQUILLA

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$V \cdot \cos(18^\circ) + H \cdot \sin(18^\circ) + F_b \cdot \cos(50^\circ) - F = 0$$

$$F_{ll-i} \cdot d_t + F_b \cdot \cos(50^\circ) \cdot d_{off} + F_b \cdot \sin(50^\circ) \cdot (L_{susp} - L) + H \cdot \sin(18^\circ) \cdot d_{off} - H \cdot \cos(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \sin(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \cos(18^\circ) \cdot d_{off} = 0$$

VERTICAL

$$V \cdot \sin(18^\circ) + F_b \cdot \sin(50^\circ) - H \cdot \cos(18^\circ) + R_{ll-s} + R_{ll-i} = 0$$

Al ser un tramo curvo aparece una fuerza perpendicular que provoca unas nuevas reacciones sobre los rodamientos de la dirección.

$$F_{\text{perp}} \cdot L_{\text{susp}} - R_{\text{perp-i}} \cdot d_t = 0$$

$$R_{\text{perp-s}} - R_{\text{perp-i}} + F_{\text{perp}} = 0$$

Una vez resueltas las ecuaciones y mayorado por 3 veces obtenemos lo siguiente:

- $R_{ll-s} = -8395 \text{ N}$
- $R_{\text{perp-s}} = 2477 \text{ N}$
- $R_{ll-i} = 10013 \text{ N}$
- $R_{\text{perp-i}} = 3130 \text{ N}$
- $H = 7874 \text{ N}$

Conocida el área del tubo escogido $A = 176 \text{ mm}^2$ las tensiones que resultan son:

- $R_{\text{tot-s}} = \sqrt{R_{ll-s}^2 + R_{\text{perp-s}}^2} = 8753 \text{ N}$ implica una tensión

$$\sigma = 8753/176 = 49.7 \text{ MPa}$$

- $R_{\text{tot-i}} = \sqrt{R_{ll-i}^2 + R_{\text{perp-i}}^2} = 10491 \text{ N}$ implica una tensión

$$\sigma = 10491/176 = 59.6 \text{ MPa}$$

RESUMEN DE RESULTADOS

Tabla 8

EJE DIRECCIÓN	σ (Mpa)
FRENADA	94,5 114
PASO POR CURVA	49,7 59,6

Una vez vistos todos los resultados queda demostrado que el momento más exigente es en la frenada, logrando una **tensión cortante en el lado inferior del eje de 114 MPa**. Necesitaremos por tanto un material que posea un límite elástico superior a este valor.

Puesto que las cargas han sido mayoradas en 3 veces su valor, este dimensionamiento queda con suficiente margen de seguridad.

3.5 ANÁLISIS DEL EJE DEL BASCULANTE

Para calcular la situación más extrema que va a sufrir el eje del basculante se necesita partir de las cargas que aparecen en la rueda trasera.

Fuerzas que aparecen en la rueda trasera

Tabla 9

RUEDA TRASERA	F_{long}	F_{lat}	F_v
ACELERACIÓN	1020	0	1264
FRENADA	250	0	750
CURVA	511	872	908
MÁXIMA COMPRESIÓN	0	0	2523
ACELERACIÓN+MAX.COMPRESIÓN	1020	0	2523

En este caso tenemos las fuerzas que se producen en situaciones de aceleración, frenada y curva gracias a las simulaciones mediante software y al cálculo de modelos teóricos. Además de esto vamos a suponer dos nuevos casos que serán la máxima compresión del muelle y la combinación de la compresión con el momento de la aceleración. Esto está motivado por la incertidumbre que tenemos acerca de los valores reales que van a aparecer. Teniendo en cuenta estas situaciones dimensionamos para unos casos de mayor sollicitación pero que tienen una menor probabilidad de ocurrir a la hora del pilotaje de una motocicleta. Visto este aspecto, el margen de seguridad va a quedar suficiente para esta primera edición del campeonato. A partir de aquí el objetivo deberá ser tratar de diseñar de una forma más eficiente.

3.5.1 MODELO DE ANALISIS DEL EJE DEL BASCULANTE

El modelo para el basculante requiere tener en cuenta todo el sistema de la suspensión trasera para poder así pasar las fuerzas desde el eje de la rueda trasera hasta el eje del basculante.

Para plantear la resolución de un modelo de este tipo hay que tener en cuenta dos aspectos. Por un lado hay que hablar de la geometría que tiene el sistema y de las posibles trayectorias que pueden describir sus diferentes elementos.

Por otro lado se encuentra el amortiguador, elemento que se encarga de establecer la posición final del resto del sistema. La longitud que se contrae el muelle dependerá de las

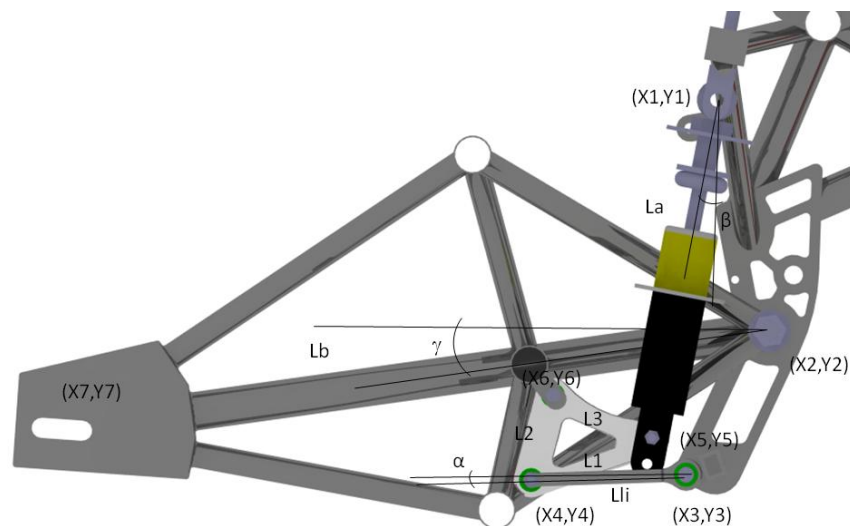
fuerzas que tenemos como “input” en el eje de la rueda trasera y de la posición que adoptará cada elemento que compone la suspensión.

Para unos valores de fuerzas introducidos en el eje trasero resolveremos un sistema de 6 ecuaciones y 6 incógnitas partiendo de una situación fija del basculante. De esta forma logramos un sistema en equilibrio de momentos y de fuerzas que tiene solución. Una vez conocida la fuerza de compresión en el muelle podremos obtener la distancia que se ha comprimido.

Nuestra única variable en la disposición geométrica es la distancia comprimida del muelle y ya ha quedado definida. A partir de aquí podremos resolver el sistema de 11 ecuaciones con 11 incógnitas de la suspensión para obtener unos valores de posiciones finales de todos los elementos.

Si dichos valores resueltos de las posiciones concuerdan con los datos que se utilizaron como fijos para resolver el sistema de fuerzas, el problema quedará resuelto. Si no es así habrá que volver a repetir el cálculo de las fuerzas para obtener un nuevo valor de compresión del muelle, y nuevamente resolver el sistema de las posiciones hasta conseguir que los resultados de los dos sistemas se aproximen lo máximo posible.

SISTEMA DE ECUACIONES QUE RESUELVE LAS POSICIONES FINALES DE LA SUSPENSIÓN TRASERA



La: longitud del amortiguador

Lb: longitud del basculante

Lli: longitud del link

L1, L2, L3: medidas del rocker

d: distancia entre el punto 2 y el 6

— ECUACIONES

$$X_4 = X_3 - L_{li} \cdot \cos(\alpha)$$

$$Y_4 = Y_3 + L_{li} \cdot \sin(\alpha)$$

$$X_5 = X_1 - L_a \cdot \sin(\beta)$$

$$Y_5 = Y_1 - L_a \cdot \cos(\beta)$$

$$X_7 = X_2 - L_b \cdot \cos(\gamma)$$

$$Y_7 = Y_2 + L_b \cdot \sin(\gamma)$$

$$X_6 = X_2 - d \cdot \cos(\gamma)$$

$$Y_6 = Y_2 + d \cdot \sin(\gamma)$$

$$(X_5 - X_4)^2 + (Y_5 - Y_4)^2 = L_1^2$$

$$(X_6 - X_4)^2 + (Y_6 - Y_4)^2 = L_2^2$$

$$(X_5 - X_6)^2 + (Y_5 - Y_6)^2 = L_3^2$$

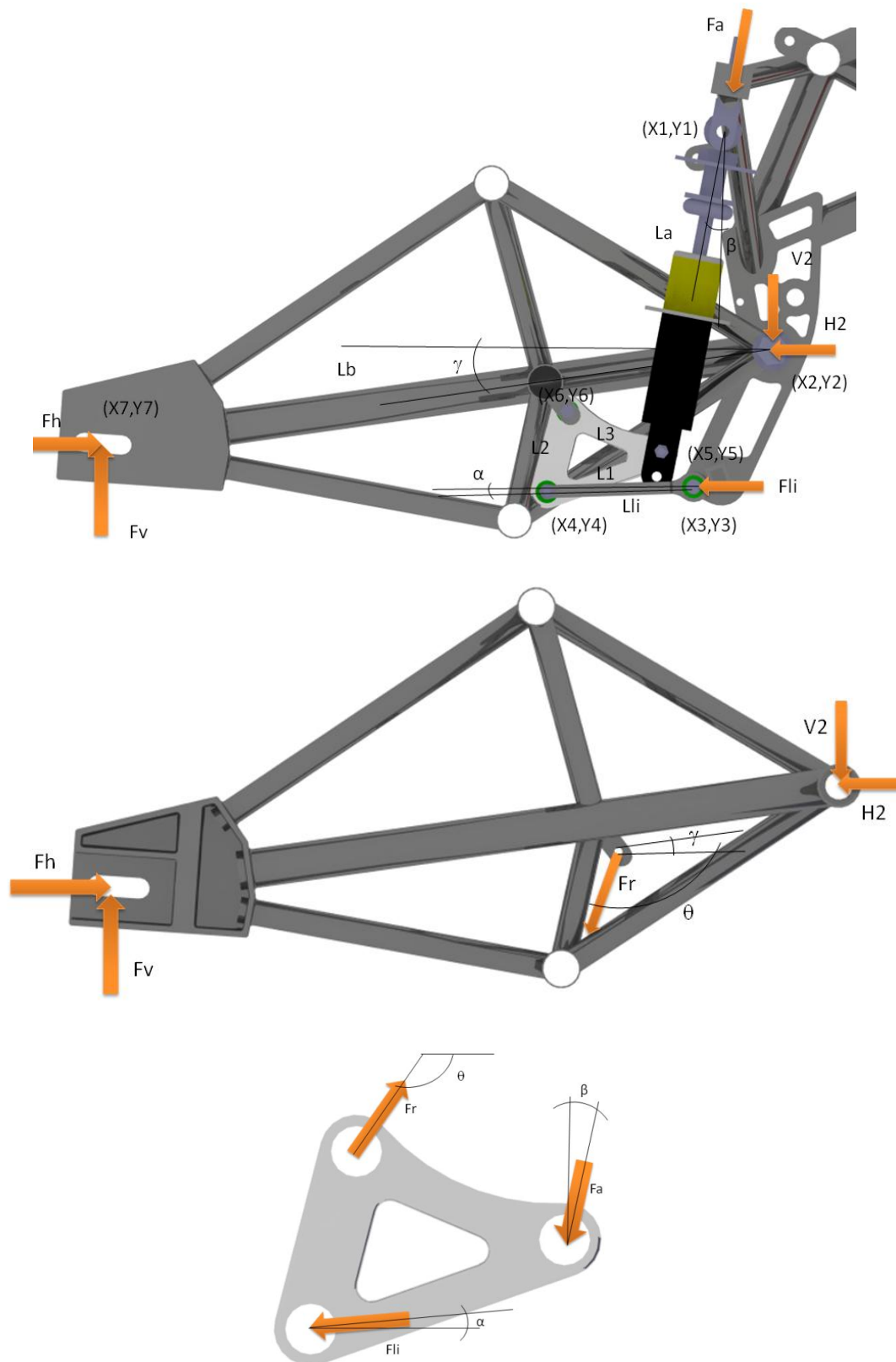
DATOS A INTRODUCIR:

$X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_3, Y_3, L_b, L_a, d, L_{li}, L_1, L_2, L_3$

VARIABLES:

$X_4, Y_4, X_5, Y_5, X_6, Y_6, X_7, Y_7, \beta, \gamma, \alpha$

**SISTEMA DE ECUACIONES QUE RESUELVE LAS POSICIONES FINALES DE LA
 SUSPENSIÓN TRASERA**



— **ECUACIONES DE TODO EL SISTEMA**

$$F_v \cdot (X_1 - X_7) - F_H \cdot (Y_1 - Y_7) + F_{li} \cdot \cos(\alpha) \cdot (Y_1 - Y_3) + F_{li} \cdot \sin(\alpha) \cdot (X_1 - X_3) + H_2 \cdot (Y_1 - Y_2) + V_2 \cdot (X_2 - X_1) = 0$$

$$F_v - F_a \cdot \cos(\beta) - V_2 + F_{li} \cdot \sin(\alpha) = 0$$

$$F_H - F_a \cdot \sin(\beta) - H_2 - F_{li} \cdot \cos(\alpha) = 0$$

— **ECUACIONES SOBRE EL BASCULANTE**

$$F_v - F_r \cdot \sin(\theta) - V_2 = 0$$

$$F_H + F_r \cdot \cos(\theta) - H_2 = 0$$

$$F_H \cdot L \cdot \sin(\gamma) + F_v \cdot L \cdot \cos(\gamma) - F_r \cdot d \cdot \sin(\theta - \gamma) = 0$$

— **ECUACIONES SOBRE EL ROCKER**

$$F_a \cdot \sin(\beta) + F_{li} \cdot \cos(\alpha) + F_r \cdot \cos(\theta) = 0$$

$$F_a \cdot \cos(\beta) - F_{li} \cdot \sin(\alpha) - F_r \cdot \sin(\theta) = 0$$

DATOS A INTRODUCIR:

F_H, F_v

VARIABLES:

$F_{li}, F_a, H_2, V_2, F_r, \theta, \beta, \alpha, \gamma$

Se han resuelto los diferentes casos que se presentaban al principio y los resultados con mayor exigencia en el eje del basculante son los siguientes.

Tabla 10

EJE BASCULANTE	F_v	F_h
CURVA	1147	3438
MÁXIMA COMPRESIÓN	4256	6354
ACELERACIÓN+MÁXIMA COMPRES	1222	6495

A continuación se presenta una nueva tabla en la que se especifican los valores de fuerza que existen en cada rodamiento. Los dos rodamientos están colocados de forma simétrica sobre el basculante.

Dichos valores se encuentran mayorados por 3 veces debido a que estamos trabajando con cargas dinámicas y su valor tiene una gran variación.

Tabla 11

	X_izq	Y_izq	X_dch	Y_dch
max.COMPRESIÓN	9531	6384	9531	6384
max.compr + acel	9743	1833	9743	1833
curv	6331	1721	3983	1721

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en el dibujo del modelo)

3.5.2 MODELO DE MARC MENTAT DEL EJE DEL BASCULANTE

Con la geometría que posee el chasis la longitud del eje del basculante queda definida. Se necesita una medida de 238mm entre las caras de las chapas donde irá sujeto el eje. Las variables a modificar son el diámetro y el material con el que deberemos fabricar. Para un primer modelo con un diámetro de 15 mm se han obtenido los siguientes resultados en el caso de máxima compresión. Las situaciones de curva y de aceleración con máxima compresión no se han introducido en el programa de elementos finitos puesto que son situaciones menos restrictivas.

El modelo para el análisis es

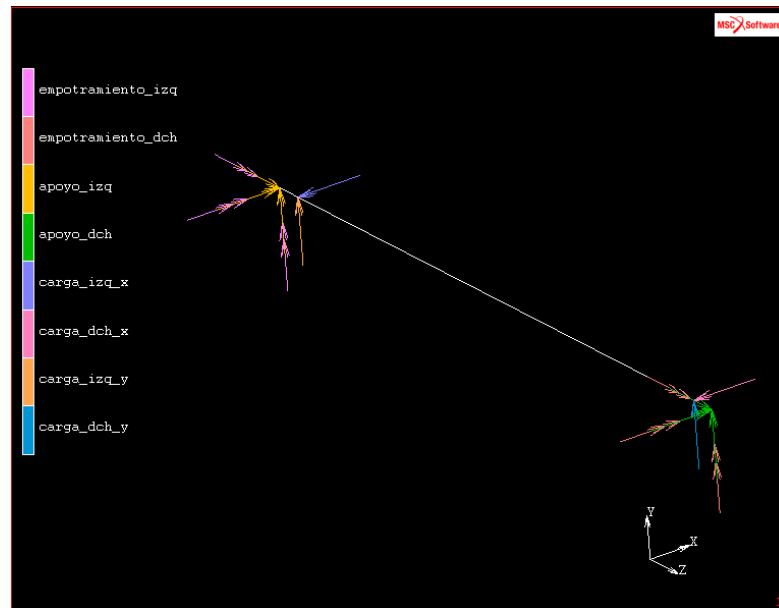


Imagen 22

3.5.2.1 SITUACION DE MÁXIMA COMPRESIÓN

- *Caso de BIEMPOTRAMIENTO en el eje del basculante en situación de máxima compresión*

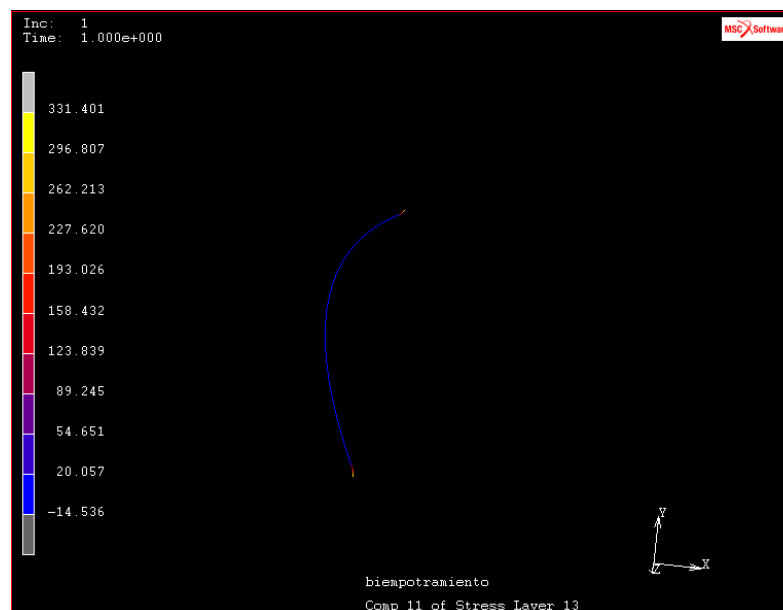


Imagen 23

Valor máximo de tensión de **331 MPa**

- *Caso de BIAPOYO en el eje del basculante en situación de máxima compresión*

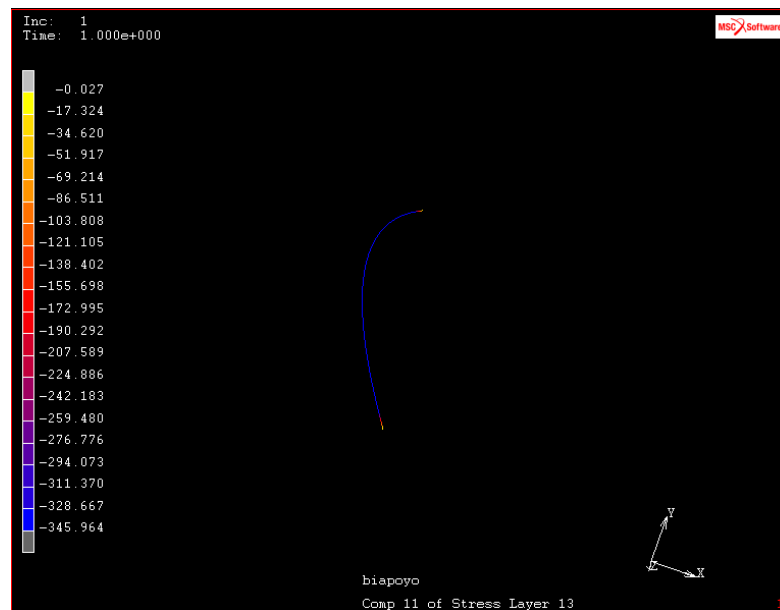


Imagen 24

Valor de tensión de **345 MPa**

- *Caso de EMPOTRAMIENTO-APOYO en el eje del basculante en situación de máxima compresión*

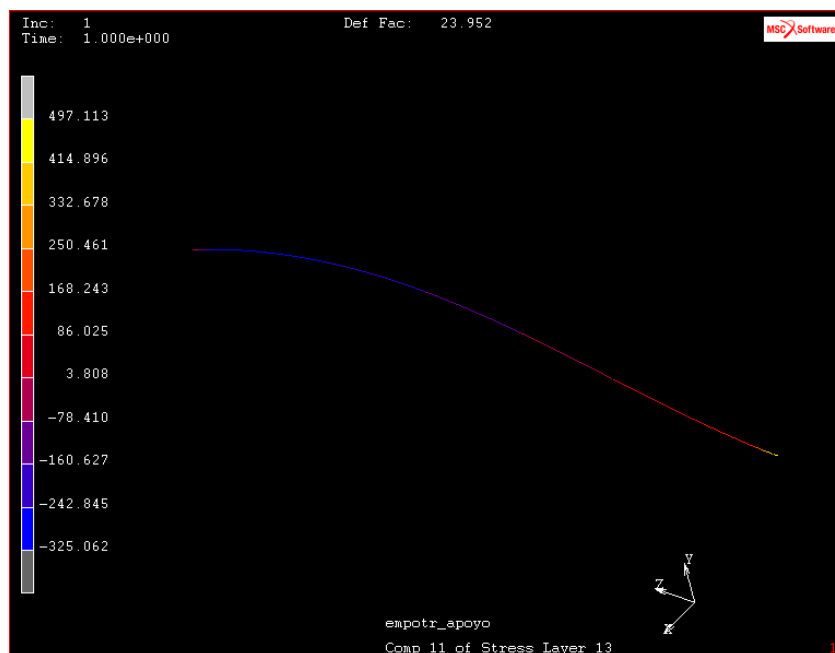


Imagen 25

Valor de tensión de **497 MPa**

RESUMEN DE LOS RESULTADOS

Tabla 12

CASO DE MÁXIMA COMPRESIÓN (S1)	σ (Mpa)
BIEMPOTRAMIENTO	331
BIAPOYO	345
EMPOT-APOYO	497

Vistos todos los resultados obtenidos se necesita un acero con un límite elástico que sea superior a los **497 MPa** que se producen en el caso de empotramiento-apoyo para la situación de máxima compresión.

4 MONTAJE DE LOS DIFERENTES EJES

4.1 MONTAJE DEL EJE DE LA RUEDA TRASERA



Imagen 26

El eje de la rueda trasera tiene una longitud de 213.5 mm entre caras de las pletinas del basculante y un diámetro de 15 mm que atraviesa los rodamientos. Los extremos del eje se encuentran rebajados para poder emplear tuercas comerciales. En nuestro caso disminuimos el diámetro hasta una M14. La falta de recursos económicos nos obliga a disminuir en lo posible los gastos en piezas de mecanizado. En vez de crear un eje con su correspondiente cabeza que obligaría a partir de una pieza en bruto de mayor diámetro y por tanto a desperdiciar material y tiempo de trabajo, simplemente le realizamos una rosca para introducir una tuerca y después soldarla a modo de cabeza.

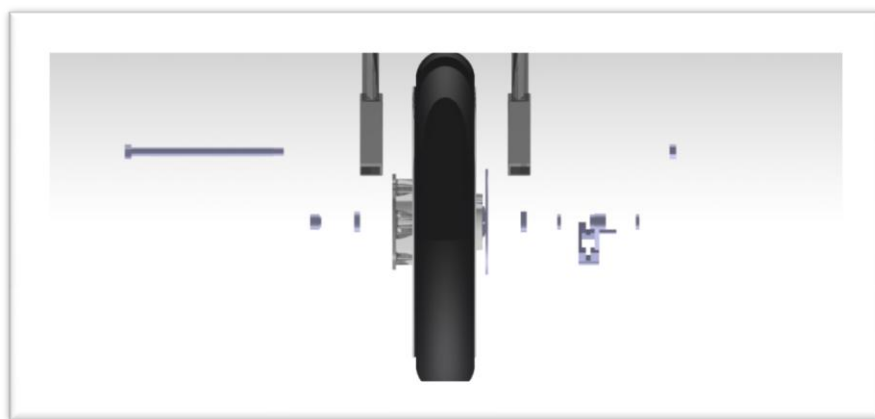


Imagen 27

La forma hexagonal de la tuerca resulta perfecta para poder adaptar el tensor de la cadena y así dejar fija la cabeza del eje en el momento del montaje. De esta forma empleando una única llave se puede llevar a cabo el apriete de la tuerca.

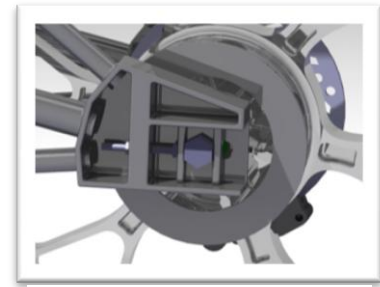


Imagen 28

Se hace necesario especificar tolerancias para que el montaje se pueda llevar a cabo sin excesiva complicación. No puede haber holgura entre el eje y los diferentes casquillos pero un apriete sería inapropiado puesto que luego requeriríamos de una maza para introducirlo.

4.1.1 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

- EJE TRASERO (Plano nº 1 en el Anexo 2)

No se conocen las tolerancias de fabricación de los rodamientos que vienen suministrados por la organización. Supondremos que son similares a los rodamientos de FAG con los que también trabajamos.

El aro interior tiene 15mm. Le corresponde una tolerancia de $15 \begin{smallmatrix} 0 \\ -8 \end{smallmatrix}$, según el manual de FAG.

Deseamos un forzado ligero entre el eje y los rodamientos para evitar que pueda haber vibraciones en la rueda trasera. La tolerancia normalizada para este caso resulta un 15H6j5.

$$15H6 \begin{smallmatrix} 11 \\ 0 \end{smallmatrix}$$

$$15j5 \begin{smallmatrix} 5 \\ -3 \end{smallmatrix}$$

$$HM = 11 - (-3) = 14 \mu m$$

$$AM = 5 - 0 = 5 \mu m$$

Partimos de que el aro interior del rodamiento tiene $15 \begin{smallmatrix} 0 \\ -8 \end{smallmatrix}$ y tenemos que obtener un $15 \begin{smallmatrix} X \\ Y \end{smallmatrix}$ para conseguir un forzado ligero.

$$HM = 14 \mu m = 0 - Y \text{ de aquí obtenemos } Y = -14 \mu m$$

$$AM = 5 \mu m = X - (-8) \text{ y de aquí obtenemos } X = -3 \mu m$$

La tolerancia final resulta ser, $15 \begin{smallmatrix} -3 \\ -14 \end{smallmatrix}$ y ahora compruebo cuál es la tolerancia normalizada que más se aproxima. Un 15g6 resulta $15 \begin{smallmatrix} -6 \\ -17 \end{smallmatrix}$

La tolerancia para el eje será un **15g6** $]_{-17}^{-6}$

- **CASQUILLOS EJE TRASERO (Plano nº 2 en el Anexo 2)**

Con el resto de los casquillos centradores que debemos mecanizar vamos a definir una tolerancia que permita un montaje con una pequeña holgura. La función principal de los casquillos es el centrado de la rueda y el contacto con el eje no requiere de especial dedicación.

Le vamos a aplicar una tolerancia que no requiera de mucho coste económico, un **15H7** $]_{0}^{18}$ nos daría los siguientes ajustes

$$HM = 18 - (-17) = 35\mu\text{m}$$

$$AM = -6 - 0 = -6\mu\text{m (no hay apriete)}$$

4.2 MONTAJE DEL EJE DE LA RUEDA DELANTERA

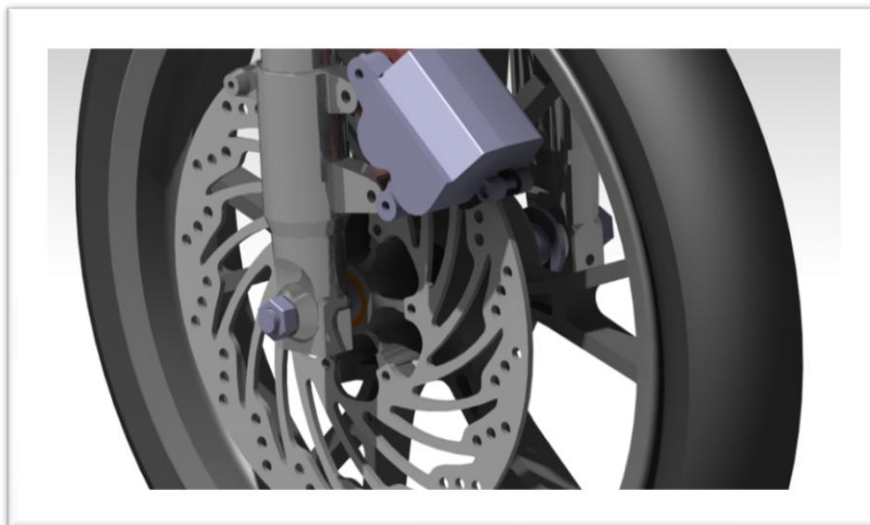


Imagen 29

En este caso el eje de la rueda delantera tiene una longitud de 162 mm entre las caras interiores de las botellas de la horquilla y un diámetro de 15 mm. Aplicamos la misma idea que en el eje anterior de rebajar los extremos para poder roscar tuercas de M14, de las cuales una irá soldada a modo de cabeza del eje. La longitud de rosca ha sido dimensionada en 5mm por encima de lo necesario para evitar problemas en desviaciones de las medidas y poder apretar en todo momento.

4.2.1 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

- EJE DELANTERO (Plano nº3 y nº4 en el Anexo 2)

En este caso las tolerancias son de especial importancia porque de ello depende un montaje sencillo o que pudiera resultar imposible. Al igual que en la rueda trasera los rodamientos nos vienen suministrados por la organización y desconocemos sus tolerancias de fabricación. Nos apoyamos de los valores de precisión con los que trabaja la marca de rodamientos FAG, para un rodamiento de diámetro 15 mm tenemos, $15 \begin{smallmatrix} 0 \\ -8 \end{smallmatrix}$.

Entre el eje y los rodamientos interesa que no haya vibraciones y es por ello que necesitamos un forzado ligero. Los cálculos son los mismos que para el caso de la rueda trasera. Por tanto el eje y los casquillos tendrán las siguientes tolerancias

- La tolerancia para el eje será un $15g6 \begin{smallmatrix} -6 \\ -17 \end{smallmatrix}$
- La tolerancia del diámetro interior para los casquillos de la rueda delantera será un $15H7 \begin{smallmatrix} 18 \\ 0 \end{smallmatrix}$

4.3 MONTAJE DEL SISTEMA DE LA DIRECCIÓN

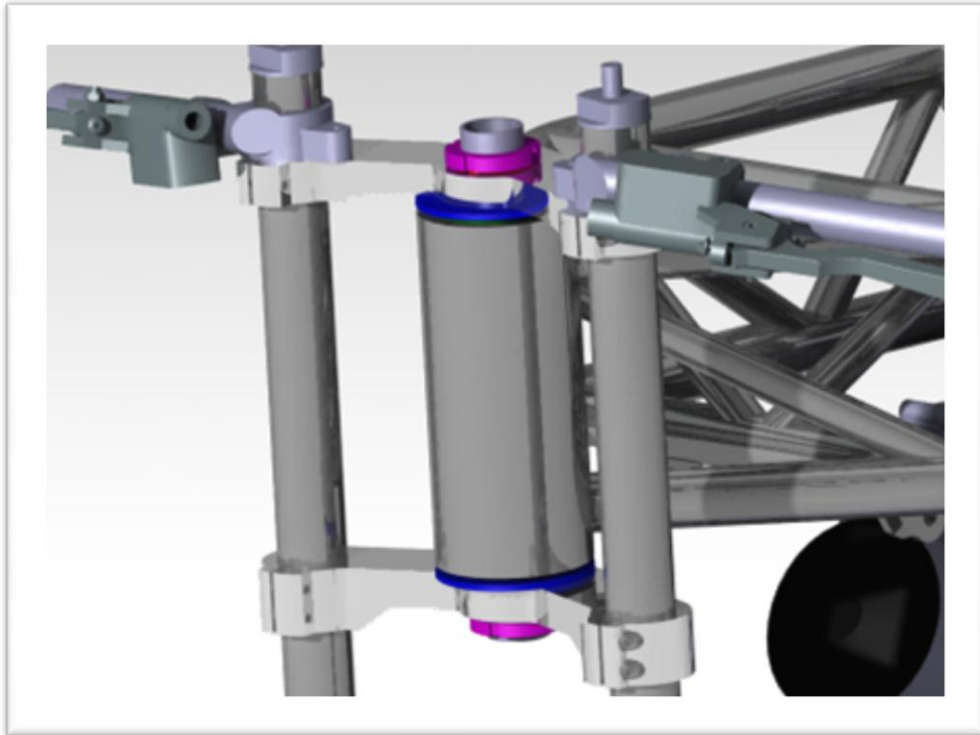


Imagen 30

El eje de la dirección tiene una longitud total de 246 mm, incluidos los extremos en los cuales se encuentran las roscas, y un espesor de 2 mm. Se han definido unas roscas M30x1,5 que poseen longitud sobredimensionada para poder roscar por exceso en caso de que las medidas fueran erróneas y hubiera desviaciones. En el extremo inferior 14 mm mientras que en el extremo superior definiremos 18 mm. No interesa mayor longitud en esta parte porque la rosca entra en la zona de contacto con el casquillo y hay que tratar de que sea lo mayor posible para evitar cualquier tipo de vibración.

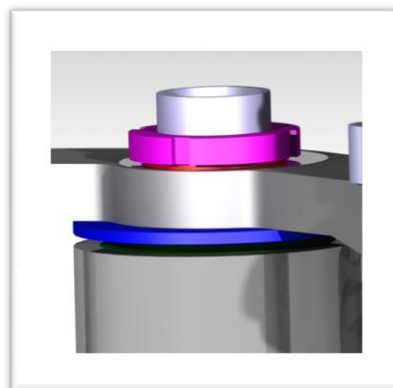


Imagen 31

En la imagen 31 se aprecia un detalle del conjunto de piezas necesarias para realizar la unión de la horquilla al chasis. Lo componen una tuerca, una arandela de seguridad, una arandela de sujeción y el rodamiento colocado en el chasis. A continuación se realiza una explicación de las funciones de todos los elementos y de sus requerimientos de fabricación.

4.3.1 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

- ASIENTOS DE LOS RODAMIENTOS (plano nº 5 del Anexo 2)

El primer paso es la elección de los rodamientos que vamos a necesitar. Son necesarios dos rodamientos cónicos de agujas porque son capaces de absorber fuerzas axiales y radiales. Del catálogo de FAG se ha elegido el modelo 30206-A, con dimensiones principales $D = 62$ mm, $d = 30$ mm, $T = 17,25$ mm siendo T el grosor del rodamiento.

(plano nº6 del rodamiento en el Anexo2)

Para definir las tolerancias del asiento del rodamiento en la pipa necesitamos el valor de la tolerancia de fabricación del casquillo exterior del rodamiento. FAG indica $62 \begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$.

Este rodamiento debe quedar encajado con apriete para evitar cualquier tipo de holgura puesto que podría repercutir en la conducción. El manual de montaje de FAG recomienda para un ajuste que no sea desplazable un $62N6 \begin{smallmatrix} -14 \\ -33 \end{smallmatrix}$

Apriete Máximo = $dM - Dm$

$$AM = 0 - (-33) = 33 \mu m$$

Holgura Máxima = $DM - dm$

$$HM = -14 - (-13) = -1 \mu m$$

este valor negativo significa que no hay holgura sino que como mínimo tendremos un apriete de 1 μm .

A la base hay que darle un diámetro menor para poder apoyar el rodamiento. El manual especifica un diámetro máximo de 56 mm. Con estas dimensiones ya quedaría definido el asiento de los rodamientos en la pipa del chasis.

- EJE DE LA DIRECCIÓN (plano nº7 en el Anexo 2)

A la hora de introducir el eje de la dirección aparece una interferencia con los casquillos de variación de avance y con el casquillo interior del rodamiento. En las dos situaciones se

busca la misma idea, que su montaje no requiera de mucho esfuerzo pero que no exista holgura para evitar vibraciones a la hora de la conducción. Este ajuste es muy importante y el mecanizado de este eje supondrá mayor desembolso económico.

Ya se definió el contacto eje-casquillo de variación de avance resultando un **30h6** $\begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$. Teniendo en cuenta la tolerancia del anillo interior del rodamiento, 30 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -10 \end{smallmatrix}$ el resultado que obtenemos es el siguiente.

Apriete Máximo = dM – Dm

$$AM = 0 - (-10) = 10 \mu\text{m}$$

Holgura Máxima = DM - dm

$$HM = 0 - (-13) = 13 \mu\text{m}$$

- **ARANDELA DE CONTACTO**

El siguiente elemento del conjunto se trata de una arandela que se sitúa entre la tija y el rodamiento. La presencia de esta pieza se debe al uso del casquillo modificador de avance, gracias a ella aseguramos el contacto entre el rodamiento y la tija. De no ser así pudiera ocurrir que el casquillo se deslizara a través de la tija. Además, el diámetro exterior que posee disminuye en gran parte la suciedad que pudiera entrar al rodamiento.

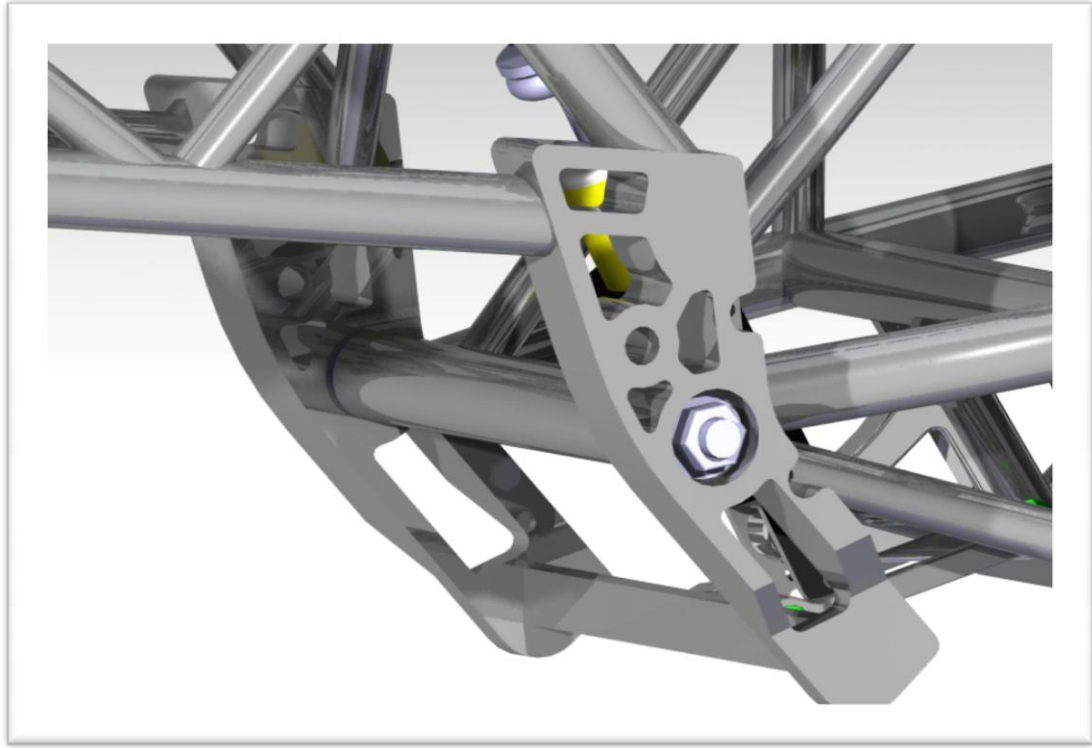
- **ARANDELA DE SEGURIDAD Y TUERCA**

A continuación se encuentra la arandela de seguridad y por último la tuerca de apriete de todo el conjunto. La misión de la arandela es ejercer una fuerza sobre la tuerca en todo momento para evitar que se pueda ir desflojando. Son piezas comerciales obtenidas de nuevo del fabricante FAG. Los modelos son los siguientes:

- Arandela, modelo MB6 con un diámetro interior de 30 mm
- Tuerca, modelo KM6, con medida M30x1,5

4.4 MONTAJE DEL EJE DEL BASCULANTE

El conjunto del sistema que hay que diseñar es el siguiente



El eje del basculante tiene una medida entre las caras interiores de las pletinas de 238 mm y posee un diámetro de 15 mm. Esta es la distancia que se encarga de soportar la tensión del eje puesto que a partir de aquí, hacia los extremos se producen los empotramientos del eje en el chasis. En sus extremos se colocan las tuercas de M14, una vez más una de ellas soldada a modo de cabeza.

La configuración del montaje está compuesta por varias piezas. Sobre el basculante se encuentran alojados los rodamientos. Su elección depende de las fuerzas que aparecen, y en este caso tendremos tanto radiales como axiales, por tanto es necesaria la presencia de un rodamiento combinado de agujas y bolas. Las agujas absorberán los esfuerzos radiales y las bolas se encargarán de los axiales.

El tubo empleado para el basculante irá marcado por el diámetro exterior del rodamiento, en este caso 28 mm. El aro interior va fijado según el manual de FAG una vez definido el diámetro exterior, y serán 15 mm de diámetro.

Con estas medidas y con los valores de las fuerzas mayorados en tres veces, $F_{ra} = 9531^2 + 6384^2 = 11471 \text{ N}$ y $F_{ax} = 558 \text{ N}$ (situación de curva con valor de F_{perp} máxima) hemos elegido el rodamiento de la marca FAG, modelo **NKIA5902**, que soporta fuerzas radiales máximas de 13600N y fuerzas axiales de 4200N.

4.4.1 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

- RODAMIENTOS BASCULANTE (plano nº 8 en el Anexo 2)

Su colocación requiere de unas tolerancias aconsejadas por el manual de FAG para evitar que en el momento del montaje se produzca una precarga sobre los rodamientos. La tolerancia de fabricación con la que trabajan para esta medida exterior es $28\text{ }_0^0\text{ }_{-9}$.

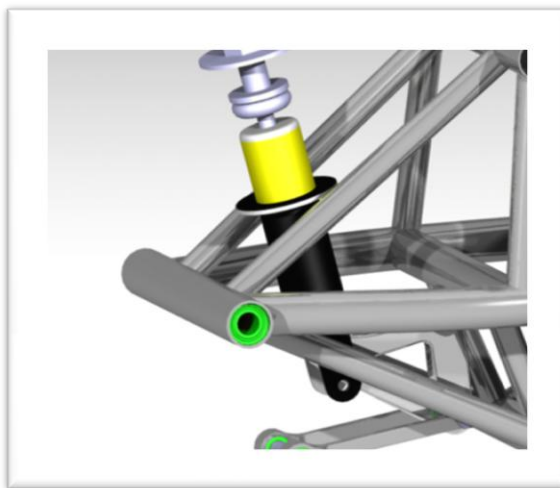


Imagen 32

Por un lado el **casquillo exterior del rodamiento** debe ir situado de forma que resulte fácilmente desplazable, es decir, que se pueda desmontar en un momento dado sin necesidad de grandes esfuerzos. Para evitar que aparezca algún desplazamiento de los rodamientos se han diseñado elementos que aseguran que siempre se encuentren en su posición. De otra manera necesitaríamos fijar con un apriete el aro exterior al basculante. El manual de FAG aconseja una tolerancia $28\text{H}6\text{ }_0^{13}$ que dará una pequeña holgura en el asiento.

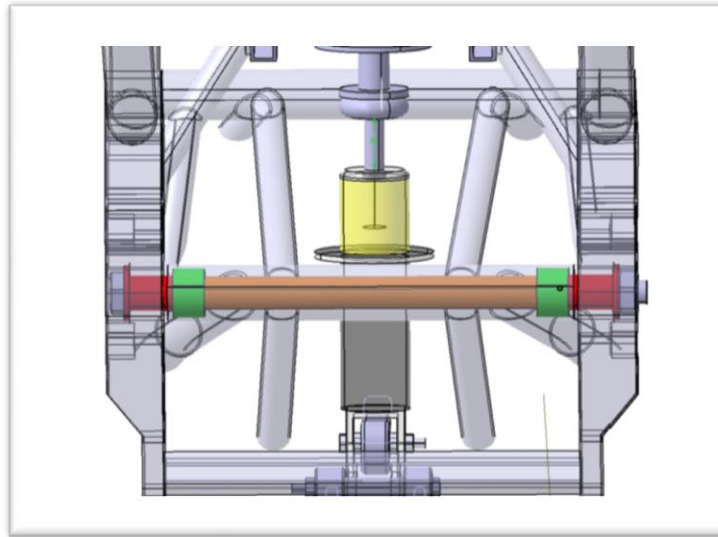
Holgura Máxima

$$\text{HM} = 13 - (-9) = 22\text{ }\mu\text{m}$$

Apriete Máximo

$$\text{AM} = 0 - 0 = 0\text{ }\mu\text{m} \text{ (no va existir apriete)}$$

Pareciera entonces que el casquillo podría salirse de su posición sobre el basculante pero para evitarlo se colocarán unos casquillos centradores que mantendrán los rodamientos en su sitio.



La tolerancia del **casquillo interior del rodamiento** con el eje tiene que permitir un montaje y desmontaje fácil, sin necesidad de emplear ninguna herramienta, salvo el uso de una pequeña maza. El manual establece una tolerancia de fabricación para el aro interior de $15]_{-8}^0$ y según la especificación que se desea nos aconseja emplear un eje $15g6]_{-17}^{-6}$.

Holgura Máxima

$$HM = 0 - (-17) = 17 \mu m$$

Apriete Máximo

$$AM = -6 - (-8) = 2 \mu m$$

(plano nº 9 en el Anexo 2 representa el eje del basculante)

La distancia que tiene que haber entre los rodamientos del basculante son 190 mm. Una desviación positiva en la medida, haciéndola más grande, pudiera provocar una precarga sobre las bolas de los rodamientos para el montaje estipulado. El rodamiento interior se encontraría situado a la distancia correcta del chasis pero el exterior tendería a salirse hacia los extremos del basculante dando lugar a la precarga.

Por esta razón vamos a poner en los planos de fabricación una tolerancia de $190]_{-100}^0$.

(plano nº 10 en el Anexo 2 representa el mecanizado del basculante)

- **CASQUILLO INTERIOR DEL BASCULANTE (plano nº 11 en el Anexo 2)**

Para evitar una precarga de los rodamientos se ha colocado en el interior del tubo del basculante un casquillo con la idea de mantener la distancia entre los aros interiores

constante. Por tanto una desviación de este casquillo haciéndolo más largo evitará cualquier precarga. Especifico una tolerancia de 190 _0^{+100} .

De esta forma conseguimos que no haya una sollicitación previa en los rodamientos para ningún caso, cualquier desviación en las medidas de los asientos de los rodamientos del basculante o en la longitud del casquillo de dentro del basculante tiende a separar el aro interior del exterior de cada rodamiento. La mayor separación que puede producirse tiene un valor de

$$\text{Mayor separación} = 0,1 \times 2 = 0,2 \text{ mm}$$

Esto tiene lugar cuando todos los elementos se han fabricado con la mayor desviación posible y el basculante se nos desplaza hacia uno de los lados, de forma que las bolas de uno de los rodamientos poseen contacto con ambos aros, mientras que en el rodamiento del lado contrario se produce la separación.

El contacto eje del basculante-casquillo interior del basculante debe permitir un montaje fácil. Como no hay ningún requerimiento en esta medida establecemos $15.1 \text{ }_0^{+0.1}$. El eje posee un $15g6 \text{ }_{-17}^{-6}$. De esta forma evitamos cualquier tipo de problema a la hora del montaje.

- **CASQUILLO CENTRADOR BASCULANTE (plano nº 12 en el Anexo 2)**

En el conjunto del montaje también aparecen unos casquillos que se encargan de posicionar el basculante respecto del chasis para conseguir centrar sus planos medios. Estos casquillos van montados sobre el eje y tienen por tanto una tolerancia de fabricación, el eje del basculante debe ir con cierto ajuste para evitar holguras excesivas y vibraciones.

Se ha pensado en un $15G6 \text{ }_{+6}^{+17}$, mientras que el eje era un $15g6 \text{ }_{-17}^{-6}$

$$HM = 17 - (-17) = 34 \text{ } \mu\text{m}$$

$$AM = -6 - 6 = -12 \text{ } \mu\text{m} \text{ (implica que no hay apriete)}$$

Este casquillo a su vez va alojado en el agujero del chasis. Una vez más la idea es un desmontaje sencillo, por tanto emplearemos un $20H7 \text{ }_0^{+21}$ para la tolerancia del chasis y para el casquillo un $20h7 \text{ }_{-21}^0$.

$$HM = 21 - (-21) = 42 \text{ } \mu\text{m}$$

$$AM = 0 - 0 = 0 \text{ } \mu\text{m}$$

Siempre vamos a tener holgura para poder introducir este casquillo en el chasis.

El casquillo posee un apoyo sobre el chasis a modo de arandela. En este caso necesitamos una especificación para la medida entre el extremo del casquillo donde toca al rodamiento

y dicha arandela. Pondremos 26 _{-25}^0 , de esta forma una desviación de esta medida se solucionaría simplemente apretando el eje con mayor par.

- **MECANIZADO DEL CHASIS (plano nº 13 en el Anexo 2)**

La tolerancia para la cara relativa al chasis ocurre lo mismo, necesitamos que la desviación sea positiva 19 _0^{21} , así de esta manera evitamos una precarga de los rodamientos en el momento del montaje.

5 DIMENSIONAMIENTO DE LA TIJA

El dimensionamiento de esta pieza de la motocicleta requiere del conocimiento del valor de las fuerzas que aparecen en el eje de la rueda delantera. En este caso se emplean los modelos de sólido rígido de las diferentes situaciones de aceleración, frenada y paso por curva. Estos valores se trabajarán con una mayoración de 1.5 para conseguir un margen de seguridad aceptable.

Las fuerzas que aparecen sobre el neumático de la rueda delantera a partir de las cuales habrá que realizar su equivalencia al eje son las siguientes.

Tabla 13

RUEDA DELANTERA	F_{long}	F_{lat}	F_v
ACELERACIÓN	0	0	403
FRENADA	-1737	0	1667
CURVA - CASO 1	-1324	1536	1765
CURVA - CASO 2	-1151	1197	1462

El método de trabajo es el mismo que se empleó para el dimensionamiento de los diferentes ejes de una motocicleta.

Viendo el valor de las fuerzas que tenemos sólo será necesario realizar el modelo de elementos finitos para el caso de la frenada. En ese momento la horquilla se encuentra prácticamente perpendicular al suelo, por tanto la carga que más exige es la longitudinal cuyo mayor valor son 1737N.

5.1 ESTUDIO DE LA SITUACIÓN DE FRENADA

En el momento de una frenada todo el peso de la moto se desplaza hacia la rueda delantera dándonos las mayores fuerzas verticales y pudiendo lograr las mayores fuerzas longitudinales de agarre en la frenada.

El caso limitante de una frenada lo da el momento de vuelco. En ese caso la fuerza longitudinal de frenada consigue que toda la fuerza vertical sobre el neumático delantero sea el propio peso de la moto. Si el piloto frenara más el siguiente paso sería el vuelco.

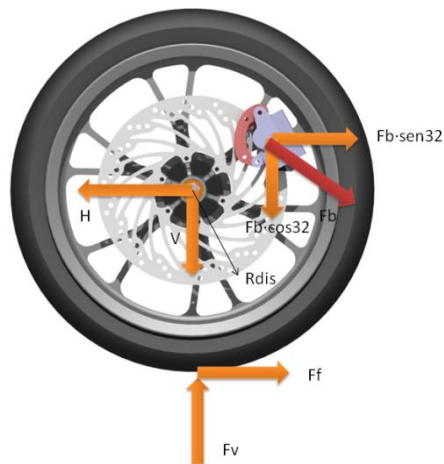
La pinza de freno tiene su efecto sobre la horquilla y se debe tener en cuenta en el modelo puesto que acabará repercutiendo sobre la fuerza longitudinal.

El modelo ha tenido en cuenta el cambio de longitud de la horquilla debido a la compresión de los muelles y el cambio de ángulo de lanzamiento que se produce en una frenada máxima.

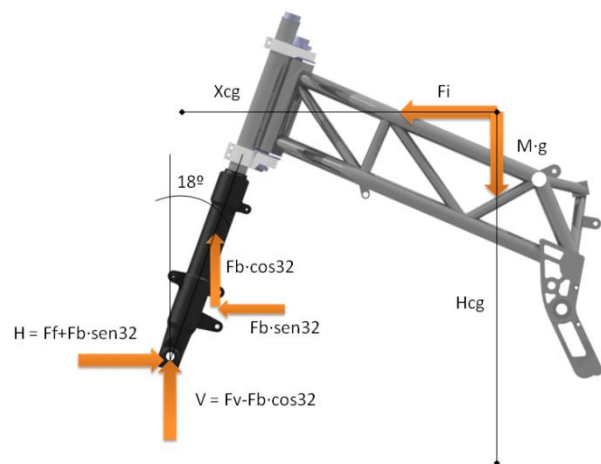
En este momento la horquilla sufre los mayores valores de tensión debido a que las botellas de la suspensión están sufriendo unas fuerzas muy grandes hacia atrás y tienden a flectirla.

5.1.1 MODELO DE LA RUEDA DELANTERA EN EL CASO DE FRENADA

VISTA LATERAL RUEDA



VISTA LATERAL CJTO



— ECUACIONES

- *HORQUILLA + CHASIS*

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$F_f + F_b \cdot \sin(32^\circ) = F_b \sin(32^\circ) + F_I$$

$$(F_f = F_I)$$

$$F_I \cdot (h_{cg} - R_{del}) + F_b \cdot \sin(32^\circ) \cdot L \cdot \cos(18^\circ) + F_b \cdot \cos(32^\circ) \cdot L \sin(18^\circ) = m \cdot g \cdot X_{cg}$$

VERTICAL

$$F_v - F_b \cdot \cos(32^\circ) + F_b \cdot \cos(32^\circ) = m \cdot g$$

$$(F_v = m \cdot g)$$

- *RUEDA DELANTERA*

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$H = F_b \cdot \sin(32^\circ) + F_f$$

$$F_f \cdot R_{del} = F_b \cdot R_{dis}$$

VERTICAL

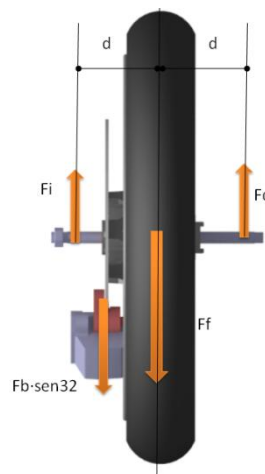
$$F_b \cdot \cos(32^\circ) + V = F_v$$

(Los signos de las fuerzas van acorde con los vectores que aparecen en el dibujo del modelo)

El modelo de la horquilla posee dos botellas de suspensión y para realizar más adelante el análisis mediante el software de elementos finitos deberemos definir qué fuerza aparece por separado en cada una de las botellas. De ahí el análisis del siguiente sólido rígido.

MODELO DE LA RUEDA DELANTERA

VISTA FRONTAL



— ECUACIONES

HORIZONTAL Y MOMENTOS

$$H = F_i + F_d = F_f + F_b \cdot \sin(32^\circ)$$

$$F_d \cdot d + F_b \cdot \sin(32^\circ) \cdot d = F_i \cdot d$$

Una vez resueltas todas las ecuaciones y después de mayorar por 1,5 veces obtenemos lo siguiente:

- **$F_d = 1303 \text{ N}$**
- **$F_i = 4188 \text{ N}$**

5.1.2 MODELO DE MARC MENTAT DE LA HORQUILLA

Conocidas las fuerzas es momento de introducir un modelo en el software de elementos finitos que asemeje lo más posible los cálculos a la realidad. El resultado es el que se muestra a continuación.

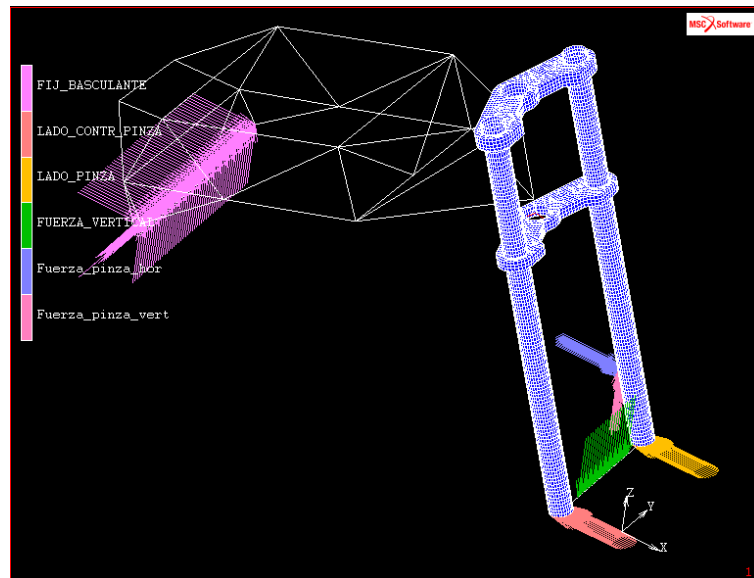


Imagen 33

Imagen con más detalles de las tijas superior e inferior

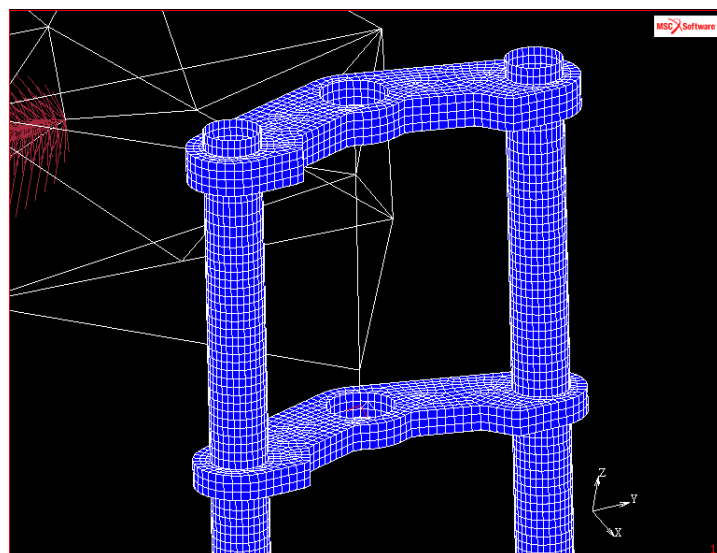


Imagen 34

En el modelo se ha introducido el trabajo realizado por **Ernesto Limousin** en su proyecto **“Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”**. Con esto

se espera poder aproximarnos más a la realidad puesto que disponemos de una representación más completa.

El conjunto de la horquilla está formado por las tijas superior e inferior, las botellas de suspensión y el eje de la rueda delantera.

Las tijas han sido desarrolladas mediante elementos sólidos y poseen una geometría que no será la definitiva pero que se aproximará muchísimo a falta de los detalles de la anchura entre botellas y el grosor necesario. Dichas cuestiones no han podido ser resueltas con anterioridad debido a retrasos en otros proyectos.

Las botellas son elementos que se encuentran ya fabricados puesto que fueron suministradas por la organización y por tanto simplemente habrá que introducir sus valores geométricos. Utilizamos elementos tipos “Shell” debido a zonas de espesor muy fino que podría llevarnos a valores erróneos si utilizáramos elementos tipo “brick”.

En el extremo inferior hemos introducido el eje de la rueda delantera puesto que tiene un peso importante a la hora de dar rigidez a la estructura y evitar que las dos botellas tengan desplazamientos entre ellas muy diferentes.

Definida la horquilla de forma geométrica hay que situar entonces las “boundary conditions” en los diferentes puntos donde se producen. Estas condiciones de contorno serán las que hagan que nos acerquemos de manera más o menos fiable a la realidad. La elección de unas suposiciones u otras es muy importante.

En este caso las cargas que aparecen en el sistema de suspensión delantera son la reacción que sufre la pinza de freno sujeta a una de las botellas, dos fuerzas en el extremo inferior debidas a la frenada y la vertical sobre el eje de la rueda resultado de la transferencia de masas.

Para compensar todas estas cargas que hemos introducido debemos fijar la posición de algunos puntos y de esta forma asegurarnos que el chasis está en equilibrio estático. En este modelo hemos incluido la restricción de posición y rotación de todos los puntos del eje del basculante.

El modelo ya está listo para ser resuelto. Las variables con las que vamos a jugar en este caso van a ser los espesores de las tijas, el tipo de material y el límite elástico que necesitaremos. Dependiendo de las tensiones que aparezcan se requerirá mayor o menor presencia de material, siendo el peso una consideración muy importante en una motocicleta de competición.

5.1.3 ESTUDIO DE LAS TENSIONES EN LAS TIJAS

En función de las anchuras de las tijas obtendremos unas tensiones u otras y para la optimización de este valor se ha realizado un análisis para diferentes valores. Este estudio se ha realizado para dos alternativas de materiales. No hay que perder de vista que el objetivo es la visualización de las tensiones máximas que aparecen para diferentes configuraciones. La elección de una de ellas será la que consiga el menor valor de tensiones en cualquier punto de la pieza.

Los resultados que se presentan en las gráficas corresponden a los dos puntos de la tija inferior y superior que más sollicitación tienen y que por tanto hay que controlar.

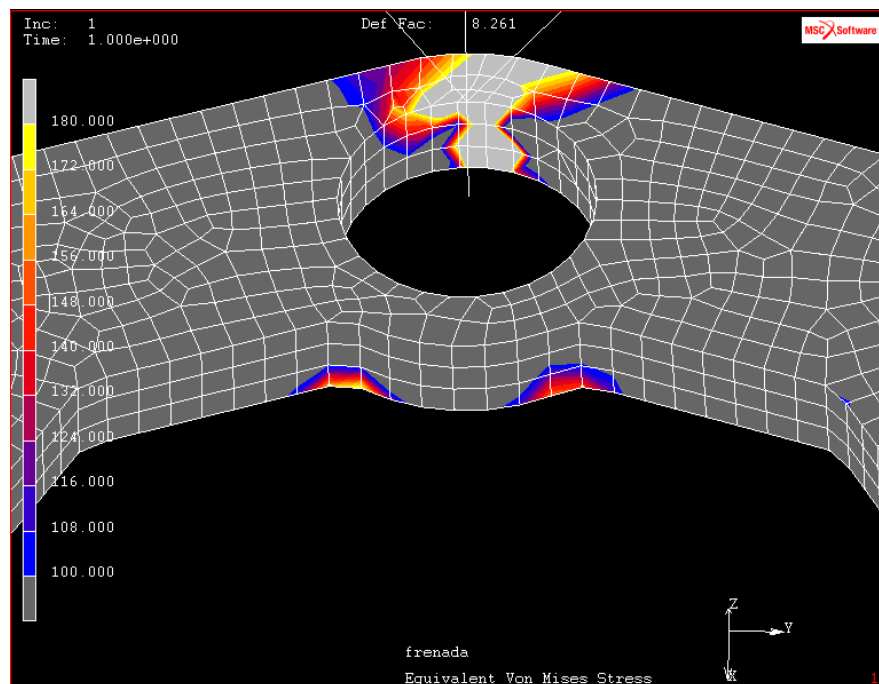
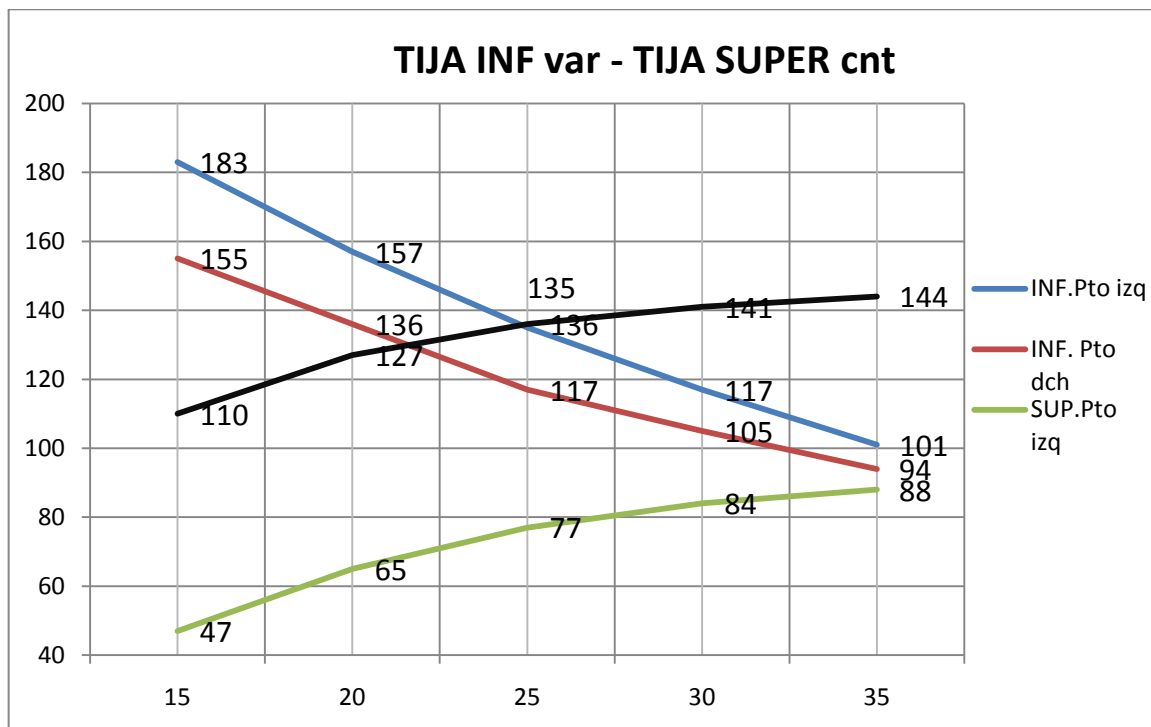


Imagen 35

ACERO

El primer estudio que se ha realizado empleando como material el acero y supone mantener el grosor de la tija superior constante con un valor de 20 mm e ir variando el grosor de la inferior entre 15 y 35mm.

A continuación se presenta la gráfica con todos los resultados obtenidos:

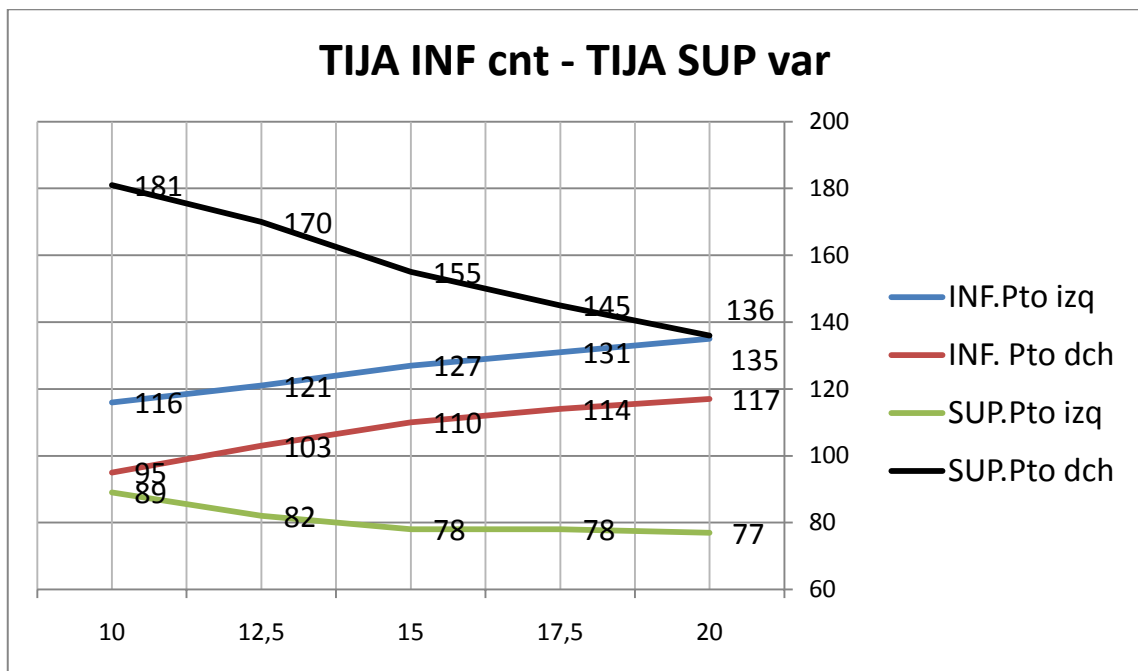


Gráfica 2

Como parece lógico la tensión de la tija inferior va disminuyendo a medida que aumentamos el ancho de la misma. Lo que ocurre es que el valor de las tensiones en la tija superior va aumentando.

El objetivo es ir modificando la medida de la tija inferior para conseguir reducir el valor de la tensión máxima, que en este caso lo marca el punto izquierdo de la tija inferior. El menor valor de tensión corresponde a una anchura de 25 mm y presenta una tensión de 135 MPa. A partir de aquí aunque se consigue reducir la tensión de esta zona, los mayores valores de tensión aparecen en el punto de la derecha en la tija superior.

Una vez vista la tendencia de la gráfica para este estudio hacemos lo mismo para el caso de mantener constante la tija inferior con un valor de 25 mm a la vez que modificamos la superior. La gráfica que obtenemos resulta la siguiente.



Gráfica 3

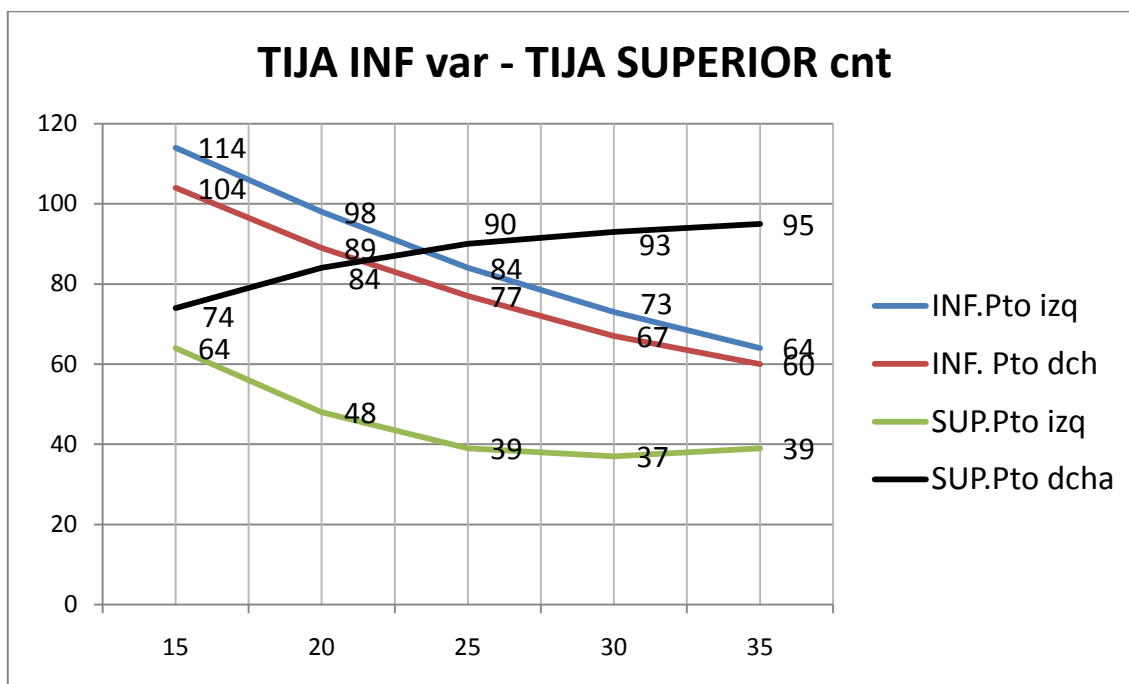
En este caso a medida que disminuimos el ancho de la tija superior nos aumentan sus tensiones, con una notable repercusión en el caso del punto crítico de la derecha. Si aumentamos el ancho conseguiríamos que en la tija inferior aparecieran tensiones superiores a la mínima.

Queda demostrado entonces que si utilizamos una tija superior con ancho de 20 mm y una tija inferior de 25 mm empleando como material acero tenemos unas tensiones de 135 MPa de máxima situadas en el punto de la derecha en la tija superior y el punto de la izquierda en la tija inferior.

ALUMINIO

A continuación se repite el mismo proceso pero presentando los valores obtenidos en el caso de emplear aluminio.

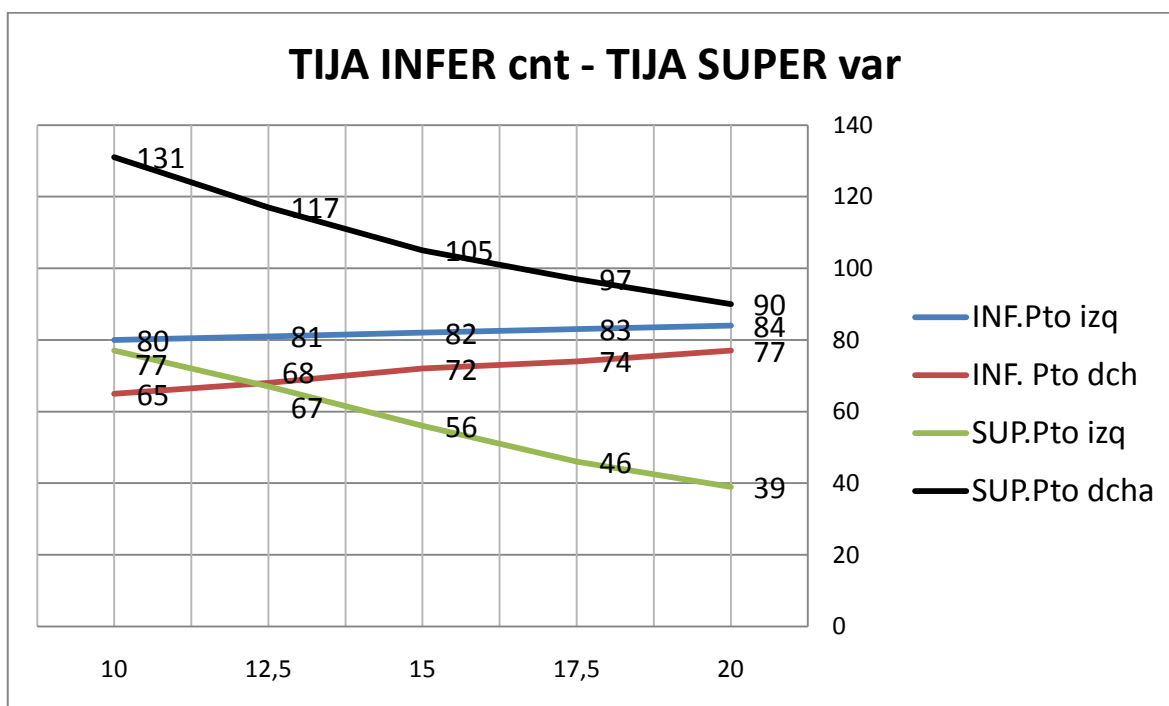
La siguiente gráfica muestra la repercusión que tiene modificar el valor de la anchura de la tija inferior para un valor de 20 mm en la superior.



Gráfica 4

Al ir aumentando el área de la tija inferior sus tensiones se ven reducidas pero en este caso sólo en el punto de la derecha de la tija superior se aprecia un incremento. El punto de corte para este caso queda en torno a los 25 mm con una tensión de 90 MPa.

Repitiendo el caso para una tija superior variable con la inferior constante a 25 mmm obtenemos los siguientes resultados.



Gráfica 5

Nuevamente con 20 mm de tija superior el punto máximo de tensiones es el menor y nos situamos en 90 MPa. Si aumentáramos su anchura los valores de la tensión en la tija inferior pasarían a ser los dominantes y obtendríamos mayores valores de tensión.

Por tanto utilizando aluminio como material de fabricación, con un ancho de tija superior de 20 mm y de tija inferior 25 mm, la tensión máxima se encuentra en 90 MPa para el punto crítico de la derecha en la tija superior.

Esto no quiere decir que sea la configuración que debemos escoger definitivamente. Como se aprecia para el aluminio el mayor valor de tensión que aparece son 130 MPa, el cual se puede considerar como bajo en comparación con el límite elástico de 370 MPa que se podría emplear.

Analizado este punto, la decisión de la geometría final de las tijas responderá a otras cuestiones como su fabricación o la colocación de los tornillos de sujeción de las botellas. El material ya está resuelto, serán de aluminio, y esto nos permite despreocuparnos en cierta manera de las tensiones que vamos a encontrarnos.

5.2 DECISIÓN DE LA ELECCIÓN DE LOS TORNILLOS

Resulta muy importante la elección del número y el tamaño de los tornillos que voy a emplear para el amarre de las botellas de la suspensión a la tija.

A través del análisis de la rueda delantera para los diferentes casos en que se puede encontrar: aceleración, frenada y paso por curva se obtienen unos valores de cargas sobre el sistema de la suspensión delantera en la dirección del amortiguador. Esta es la fuerza que tiende a provocar un deslizamiento de las botellas respecto de las tijas y se deberá dimensionar un número de tornillos de manera que la fuerza de rozamiento que generen en su apriete sea siempre superior.

El mayor valor de fuerza que va a sufrir la moto sobre la rueda delantera es de 7875 N una vez que ha sido mayorado por tres veces su valor real. Esto se produce para la situación de curva donde la componente vertical aumenta. En este caso la fuerza F_{II} ha aumentado gracias a la carga lateral que aparece con la inclinación de la moto.

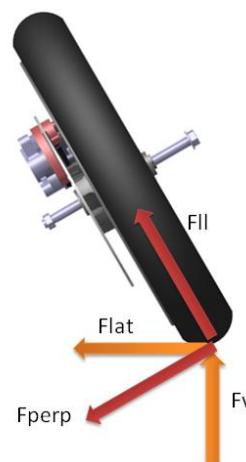


Imagen 36

Por tanto cada botella recibe 3937 N y a su vez cada botella está amarrada por dos tijas.

La fuerza de rozamiento tiene que ser lograda mediante la siguiente fórmula:

$$F = \mu \cdot N .$$

μ = coeficiente de rozamiento estático

N = fuerza normal.

El coeficiente de rozamiento que se empleará para un rozamiento acero-acero y estableciéndose en el peor caso será de 0,15.

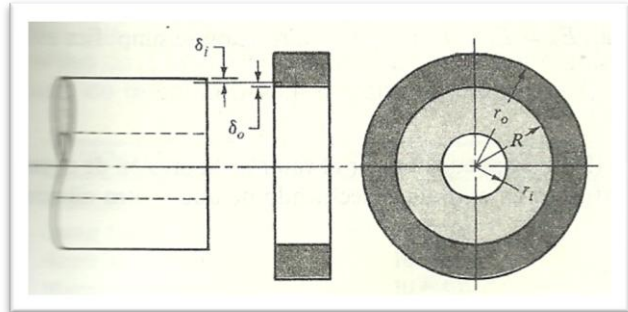
El valor de la fuerza normal depende de la presión que se genera cuando el tornillo rosca en la tija y aprieta la botella. El cálculo del valor de dicha presión proviene del siguiente desarrollo.

— ECUACIONES

La resolución del siguiente sistema nos lleva a obtener el valor de la presión, p , que se genera en el apriete.

$$|\delta_i| + |\delta_o| = \delta$$

$$R = R_i + \delta_o$$



δ_i y δ_o se obtienen a partir de la siguiente ecuación. Hacen referencia a la ley de la deformación de los materiales.

$$\frac{\delta_i}{R} = \frac{\sigma_{it}}{E_i} - \nu_i \cdot \frac{\sigma_{ir}}{E_i}$$

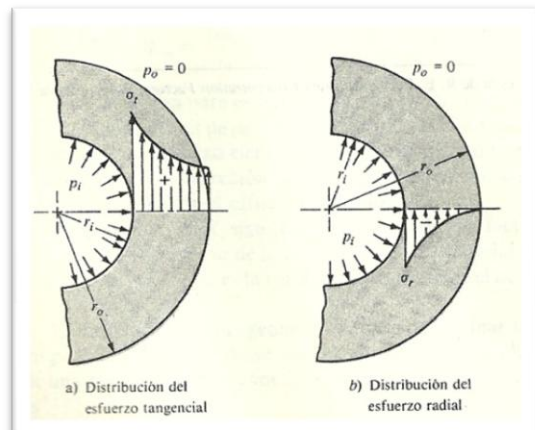
$$\frac{\delta_o}{R} = \frac{\sigma_{ot}}{E_o} - \nu_o \cdot \frac{\sigma_{or}}{E_o}$$

Las siguientes ecuaciones están obtenidas del libro **DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA** del autor **Shigley**. Las tensiones para dos tubos que poseen interferencia son las siguientes.

$$\sigma_{it} = \frac{-p \cdot (R^2 + r_i^2)}{R^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_{ot} = \frac{p \cdot (R_e^2 + R^2)}{R_e^2 - R^2}$$

$$\sigma_{ir} = \frac{-p \cdot R^2 - r_i^2 \cdot R^2 \cdot p / R^2}{R^2 - r_i^2}$$



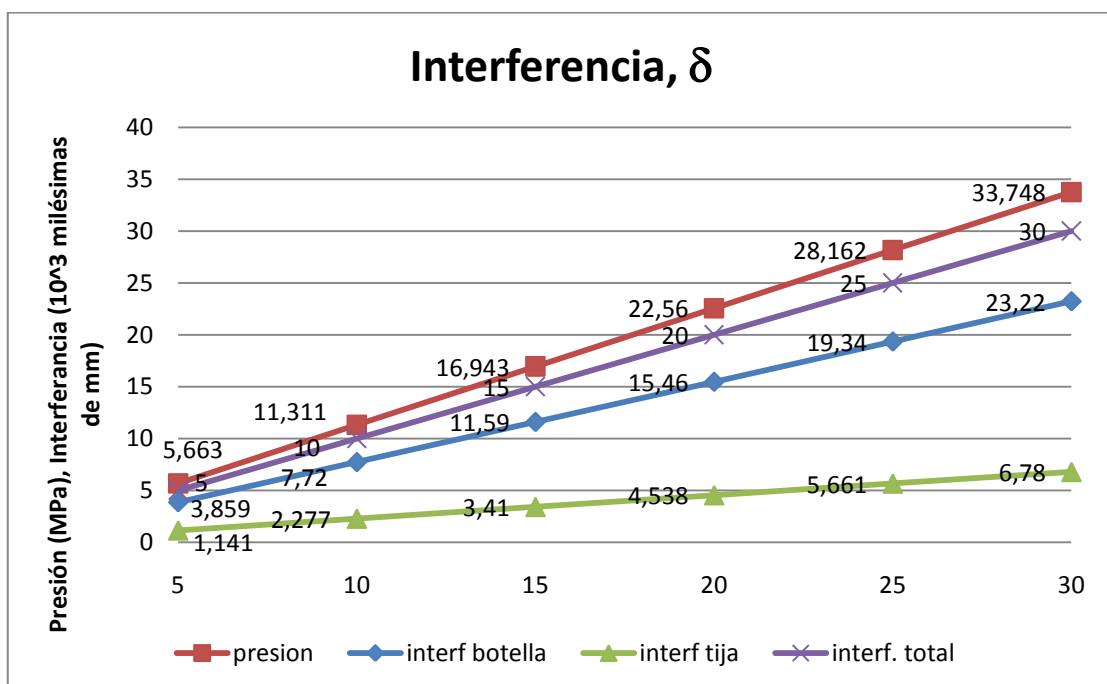
$$\sigma_{or} = \frac{p \cdot R^2 + R^2 \cdot Re^2 \cdot \left(-\frac{p}{R^2}\right)}{Re^2 - R^2}$$

Resolviendo el conjunto de ecuaciones se obtiene un valor de δ_i y δ_o en función de las variables p y R . Como datos a introducir por el diseñador están el R_i que determinará la interferencia, δ , y la definición del material que establecerá E_o y ν_o . Todos los aspectos relacionados con la botella interior ya están fijados puesto que es una pieza suministrada por la organización.

$$\delta_i = \frac{-p \cdot R}{E_i} \cdot \left(\frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_i^2} - \nu_i \right)$$

$$\delta_o = \frac{p \cdot R}{E_o} \cdot \left(\frac{Re^2 + R^2}{Re^2 - R^2} - \nu_o \right)$$

La botella de suspensión posee un diámetro exterior de 33 mm y un diámetro interior de 29,5 mm. La tija posee un diámetro exterior de 53 mm y el diámetro interior que es el que marcará la interferencia y la presión que aparece en la unión está por definir. A continuación se presenta una gráfica para ver la relevancia que tiene la interferencia con respecto la presión.



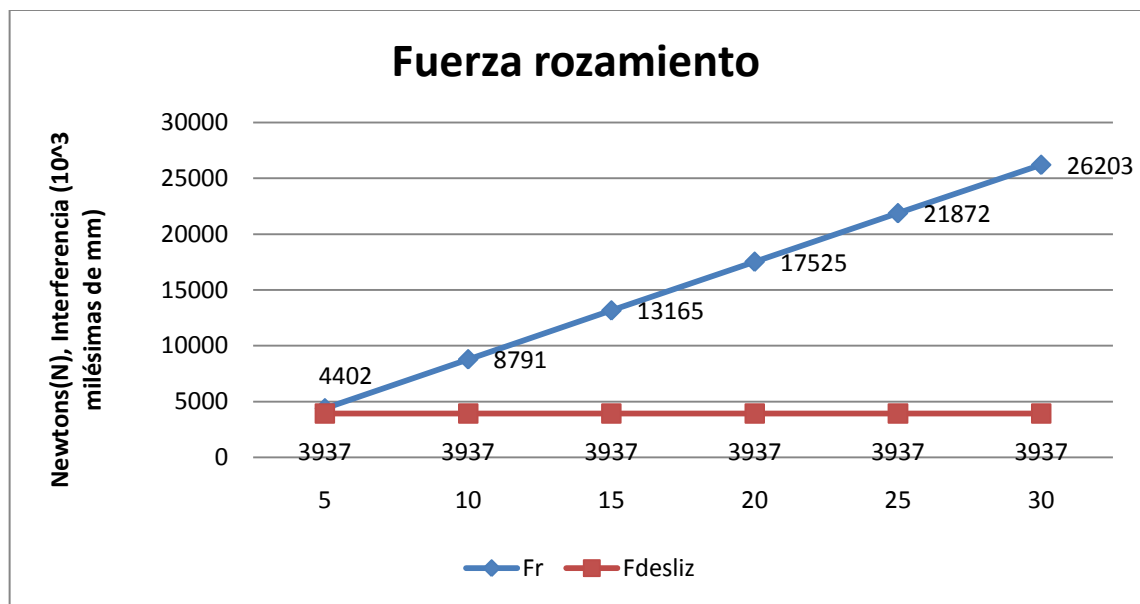
Gráfica 6

Como se aprecia, a medida que se aumenta la interferencia la presión también lo hace, pero hay que destacar que el reparto de dicha interferencia es mayor para el elemento de menor espesor, en este caso la botella de suspensión. Hay que tener especial cuidado en no deformar en exceso la pieza y por ello la interferencia deberemos tratar de que sea lo menor posible siempre que cumpla con la restricción $F_r > F_{\text{desliz}}$

A continuación se muestra la gráfica que representa el valor de la fuerza en función de la interferencia. El valor de la fuerza se obtiene de

$$F_r = \mu \cdot p \cdot A_{\text{unión}}$$

Como valor de coeficiente de rozamiento hemos escogido 0,15, el cual es sensiblemente bajo para establecer un caso muy desfavorable. El área de unión se consigue a través del radio R resultante de la interferencia y de la anchura que poseen la tija superior e inferior en la zona de sujeción con las botellas, en este caso 20 y 30 mm.



Gráfica 7

Están representadas la fuerza de rozamiento que se consigue en función de la interferencia y la fuerza de deslizamiento que se puede conseguir en una situación de sollicitación máxima, una vez que ha sido mayorada en tres veces su valor.

Se aprecia como incluso con el primer valor de 4402 N estaríamos cumpliendo la condición que impide el deslizamiento. No obstante escogeremos una interferencia de una centésima de mm con 8791 N para conseguir mayor margen de seguridad.

Una vez dimensionada la tija en su diámetro interior, de los agujeros que albergan las botellas se pueden obtener las tensiones que estará sufriendo el material en cualquier punto

para el momento de la interferencia. El cálculo de las diferentes tensiones en función del radio se obtiene empleando las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_{or} = \frac{p \cdot R^2 + R^2 \cdot Re^2 \cdot \left(-\frac{p}{r^2}\right)}{Re^2 - R^2}$$

$$\sigma_{ot} = \frac{p \cdot R^2 - R^2 \cdot Re^2 \cdot \left(-\frac{p}{r^2}\right)}{Re^2 - R^2}$$

La tija deberá llevar un corte radial para evitar que en el momento de montaje no tenga que entrar con apriete.

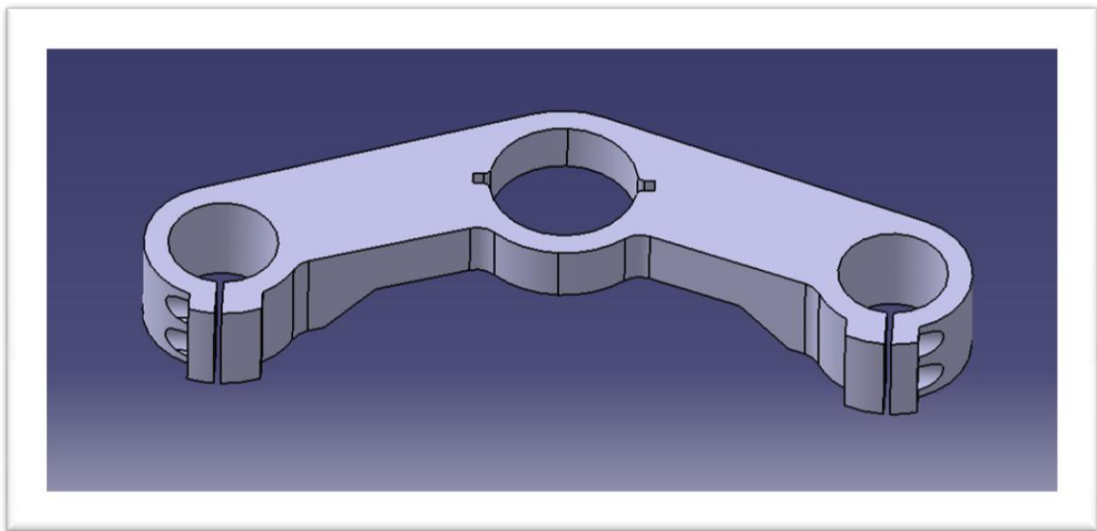


Imagen 37

Una vez que las botellas se encuentren en su posición, el tornillo será el elemento encargado de provocar una interferencia y conseguir las tensiones necesarias en el material.

El siguiente aspecto a analizar es el número de tornillos necesarios para lograr la tensión en la interferencia. Para lograr este momento los tornillos han debido de apretarse generándose en ellos una tensión a cortante y axial que deberemos comprobar.

Empleando las ecuaciones para calcular las tensiones en función del radio y realizando la integral a todo el área de corte de la tija obtenemos las fuerzas que deberán soportar los tornillos. A partir de aquí podremos calcular las tensiones que sufren.

Una vez que tengamos el valor de la fuerza, simplemente habrá que calcular la tensión que supone a las diferentes opciones de tornillos que podemos instalar. Esta es la tabla de los posibles tornillos que se van a emplear para realizar los cálculos

Tabla 14

TORNILLOS	Paso (mm)	Area resistente (mm ²)
M12	1,75	84,27
M10	1,5	57,99
M8	1,25	36,61
M6	1	20,12

5.2.1 DECISIÓN TORNILLOS TIJA INFERIOR (espesor = 30 mm)

- $F_{tg} = 5611 \text{ N}$
- $F_n = 1308.5 \text{ N}$

El valor de las tensiones en los tornillos de la tija inferior en función del número que empleemos son los siguientes

COLOCACIÓN DE UN TORNILLO

Tabla 15

TORNILLOS	σ_t (Mpa)	σ_n (Mpa)
M12	66,59	15,53
M10	96,77	22,56
M8	153,28	35,74
M6	278,90	65,04

COLOCACIÓN DE DOS TORNILLOS

Tabla 16

TORNILLOS	σ_t (Mpa)	σ_n (Mpa)
M12	33,29	7,76
M10	48,38	11,28
M8	76,64	17,87
M6	139,45	32,52

La tija inferior posee un ancho de 30 mm de espesor en la zona donde deben ir colocados los tornillos. Un tornillo M6 posee un diámetro en su cabeza de 10 mm, por tanto hay espacio suficiente para colocar dos tornillos y así transmitir de forma más repartida los esfuerzos.

La calidad de los tornillos será un 8.8 y por tanto con un límite elástico de 640 MPa, tensión más que suficiente comparada con los 150 MPa que se tienen con los tornillos colocados.

Por último queda definir el par necesario que hay que aplicar para poder alcanzar en los tornillos la tensión calculada. El par para conseguir una precarga responde a la siguiente fórmula

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

F_i , es la precarga que se quiere aplicar sobre el tornillo

d , es el diámetro nominal del tornillo que vamos a emplear

K , es el coeficiente de torsión,

el cual tiene dependencia del coeficiente de fricción y del de lisadura de la superficie, la exactitud y del grado de lubricación que posee el tornillo. El coeficiente de torsión tiene la peculiaridad de que toma valor en torno a 0,2 para valores de coeficiente de fricción de 0,15 sin importar el tamaño de los pernos que se empleen ni si las roscas son bastas o finas.

Apoyándome en la teoría que aparece en el libro de DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA acerca de esta cuestión he obtenido lo siguiente: los investigadores Blake y Kurtz han publicado resultados de muchas pruebas de apriete de pernos. La distribución de Bowman proveniente de un gran fabricante de sujetadores, recomienda los siguientes valores

Tabla 17

CONDICIÓN DEL PERNO	K
Sin revestimiento, acabado negro	0,3
Con revestimiento de Zinc (galvanizado)	0,2
Con lubricación	0,18
Con revestimiento de Cadmio	0,16
Con Anti-Seize Bowman	0,12
Con tuercas Bowman-Grip	0,09

En este caso el tornillo que vamos a emplear es un M6 con un revestimiento de Zinc y por tanto tomamos como valor de $K = 0,2$

Entonces queda

$$T = 0,2 \cdot 2806 \text{ N} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = \mathbf{3,4 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

El tornillo de M6 puede aguantar hasta un par de 12 N·m, por tanto el valor obtenido es válido y no es necesario colocar más tornillos.

Una vez decididas las métricas de los tornillos queda establecer la longitud de la rosca necesaria para soportar el esfuerzo que se produce en la dirección perpendicular a la superficie donde se realiza la rosca. Se debe tener muy en cuenta que el material base donde se realiza el roscado se trata de aluminio, por tanto la longitud de rosca deberá ser mayor para repartir el esfuerzo sobre más filetes.

Los datos para el cálculo de la longitud de rosca necesaria son los siguientes:

- Material de la pieza base: aluminio
- Fuerza que debe soportar: $F_{\text{rosca}} = 5611 / 2 = 2805.5 \text{ N}$ (cada rosca)
- M6 con paso 1 mm

Gracias a un ingeniero colaborador con el proyecto se nos ha recomendado una longitud mínima a roscar de 9 mm. Con esto evitamos la deformación de los filetes de aluminio de la tija. Hemos establecido 12 mm, por tanto existe un cierto margen.

5.2.2 DECISIÓN TORNILLOS TIJA SUPERIOR (espesor = 20 mm)

- $F_{\text{tg}} = 3741 \text{ N}$
- $F_{\text{n}} = 872 \text{ N}$

En la tija superior estos son los valores que obtenemos dependiendo de si se colocan uno o dos tornillos

COLOCACIÓN DE UN TORNILLO

Tabla 18

TORNILLOS	σ_t (Mpa)	σ_n (Mpa)
M12	44,39	10,35
M10	64,51	15,04
M8	102,19	23,83
M6	185,94	43,36

COLOCACIÓN DE DOS TORNILLOS

Tabla 19

TORNILLOS	σ_t (Mpa)	σ_n (Mpa)
M12	22,20	5,18
M10	32,26	7,52
M8	51,09	11,91
M6	92,97	21,68

En este caso la tija superior posee un ancho de 20 mm y por tanto con un tornillo de M6, cuya cabeza es de 10 mm encaja perfectamente. La tensión que deberá aguantar será algo superior a los 185 MPa, pero queda muy lejos del límite elástico para el acero 8.8 que son 640 MPa.

El par de apriete que deberemos aplicar será el siguiente una vez elegido que el tornillo que vamos a emplear es con revestimiento de Zinc, con una $K = 0,2$.

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

$$T = 0,2 \cdot 3741 \text{ N} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Un tornillo de M6 aguanta hasta 12 N·m, por tanto los 4,5 N·m obtenidos se pueden aplicar con dicha métrica.

Para el cálculo de la longitud de rosca estos son los datos necesarios:

- Material de la pieza base: aluminio
- Fuerza que debe soportar: $F_{\text{rosca}} = 3741 \text{ N}$
- M6 con paso 1 mm

El valor de longitud necesaria resulta menor que los 12 mm escogidos, por tanto ya han quedado definidas las diferentes posibilidades de uso de los tornillos.

5.3 DIMENSIONAMIENTO DEL RECORRIDO DE APRIETE DEL TORNILLO

El diámetro exterior de la botella de la suspensión es de 33mm. Por tanto el diámetro interior del agujero de la tija tendrá que tener un diámetro inicial de 33,3 mm. Tres décimas son más que suficientes para que el proceso de montaje resulte sencillo y no haya que forzar ningún elemento.

En el momento del apriete del tornillo lo que conseguimos es disminuir la longitud del arco de la circunferencia que forma. Tenemos que disminuir el agujero hasta conseguir un radio de 16,49 mm. Por tanto calculamos las longitudes de arco que se manejan.

$$L_{\text{arco inicial}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{ini}} = 2 \cdot \pi \cdot 16.65 = 104.615 \text{ mm}$$

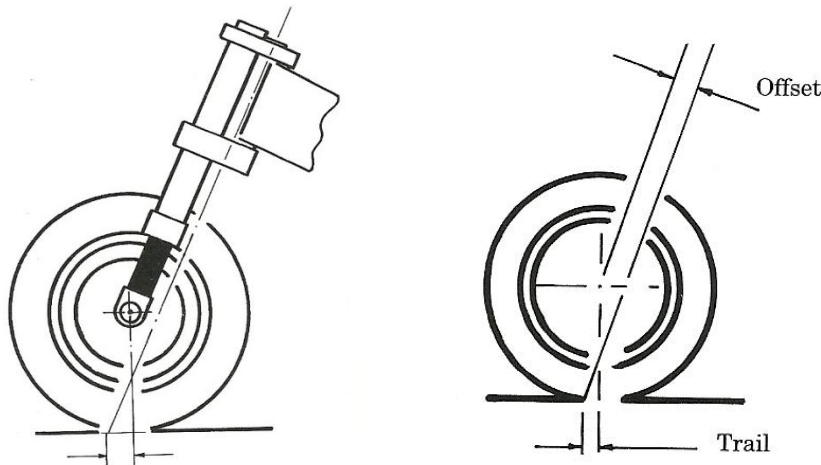
$$L_{\text{arco final}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{final}} = 2 \cdot \pi \cdot 16.49 = 103.609 \text{ mm}$$

$$\text{La diferencia de arco es } 104.615 - 103.609 = 1.006 \text{ mm}$$

Por tanto la longitud que necesitamos para poder roscar es al menos de 1,006 mm. En este caso el diseño se contempla con 2 mm de opción de roscado.

5.4 CASQUILLOS OFFSET

El avance es un parámetro que se define en el diseño y que resulta permanente dependiendo del offset que se le da a la tija. Por tanto una vez establecido este valor las modificaciones del avance son complicadas.



Debido al desconocimiento del comportamiento de la moto, puesto que es la primera edición del campeonato, hay que tratar de conseguir parámetros lo más modificables posible. Para grandes intervalos no existe otra opción que modificar en el diseño el offset y realizar tijas diferentes. Pero para intervalos pequeños de unos pocos milímetros existe la opción de realizar unos casquillos descentrados que al colocarlos sobre las tijas modifiquen el offset.

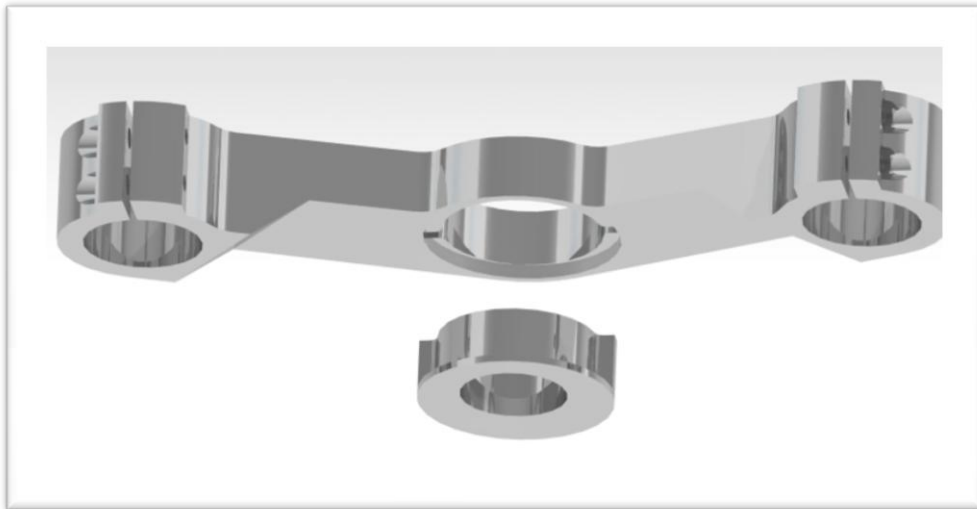


Imagen 38

Se han diseñado varios casquillos descentrados con medidas de 2 y 4 mm. Colocándolos en una primera posición se consiguen modificaciones positivas mientras que si lo situamos al contrario el resultado será una variación negativa. Será necesario fabricar un casquillo sin descentrar para la medida inicial que son 32 mm. Por tanto el ajuste posible del offset variará entre 28, 30, 32, 34 y 36 mm.



Imagen 39

5.5 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

- CASQUILLO (plano nº14 en el Anexo 2)

En el casquillo se deben especificar unas tolerancias de fabricación ya que es un elemento extraíble. La idea del casquillo requiere de un desmontaje cómodo en la pista de pruebas

para realizar variaciones de avance. Por tanto no será necesario un excesivo apriete y tampoco deberá tener holgura.

(plano nº15 en el Anexo 2, tija superior)

En el caso del casquillo, la medida exterior será **45h6** $\begin{smallmatrix} 0 \\ -16 \end{smallmatrix}$.

Para el agujero que posee la tija emplearemos **45K7** $\begin{smallmatrix} 7 \\ -18 \end{smallmatrix}$

Las situaciones más extremas serán

APRIETE MÁXIMO = dmax – Dmin

$$AM = 0 - (-18) = 18 \mu\text{m}$$

JUEGO MÁXIMO = Dmax – dmin

$$HM = 7 - (-18) = 25 \mu\text{m}$$

La parte interna del casquillo donde se producirá el contacto casquillo-eje de dirección se desea que tenga una tolerancia que no suponga un excesivo apriete para poder desmontar sin complicaciones, pero a la vez no puede existir ningún tipo de holgura que provoque una vibración de la dirección.

Por tanto se ha escogido un **30M6/h6** que nos da las siguientes configuraciones

$$\mathbf{30M6} \begin{smallmatrix} -4 \\ -17 \end{smallmatrix}$$

$$\mathbf{30h6} \begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$$

APRIETE MÁXIMO = dmax – Dmin

$$AM = 0 - (-17) = 17 \mu\text{m}$$

HOLGURA MÁXIMA = Dmax – dmin

$$HM = -4 - (-13) = 9 \mu\text{m}$$

- AGUJEROS DE LA TIJA

El agujero que alberga las botellas de la tija deberán tener un acabado superficial con rugosidad de Ra = 0,8. El contacto entre las suspensiones y la tija tienen que ser lo mejor posible para conseguir la mayor superficie de contacto y así generar la fuerza de rozamiento calculada.

El contorno exterior de las tijas no requiere de ningún cuidado especial y por tanto no hay una especificación, el acabado del mecanizado resulta suficiente.

6 DISEÑO MUELLES

El conjunto de la horquilla que nos suministró la organización pertenece a una motocicleta de calle, la Yamaha YZF de 125 cc. El diseño de esta pieza no ha sido concebido con la idea de aplicarle cargas que pudiéramos encontrar en un circuito. Según nuestras hipótesis acerca de los valores que podemos encontrarnos en las pruebas los muelles que vienen de serie harían tope en nuestro caso de frenada máxima. Esta cuestión obligó a tener que pensar en la idea de unos muelles de diseño propio y fabricados a medida.

La situación que genera una fuerza máxima en los muelles se produce en la situación de curva con un valor sobre la suspensión de 2630 N, **1315 N** para cada muelle. Estos valores de fuerza son sin mayorar, y es que un sobredimensionamiento de los muelles podría provocar que los muelles tuvieran una rigidez muy por encima de lo realmente necesario.

La máxima variación de longitud que la suspensión me permite realizar por temas estructurales es de 115 mm. Es decir la barra de la suspensión hace tope sobre la botella cuando desciende 115 mm.

Esta distancia hay que repartirla entre lo que supone la frenada máxima, una distancia de seguridad por si apareciera además un bache y una distancia para la extensión del muelle en caso de aparecer un bache en forma de agujero, lo cual haría extender la suspensión.

Lo primero que hacemos es establecer los márgenes de seguridad.

Se va a realizar un dimensionamiento del muelle para una fuerza de 1700 N en cada muelle, 400 N más de lo esperado como medida de seguridad por si el valor aportado por el programa de simulación Xoptima no fuera correcto.

El otro margen de seguridad deberemos dárselo para asegurar en todo momento que existe contacto entre la carretera y el neumático cuando aparece un bache en la carretera. El valor de este margen lo vamos a obtener cuando carguemos la moto. El reparto de su propio peso más el piloto provocará una compresión de la suspensión delantera. Esta compresión en estático será la que nos dé margen para que la horquilla pudiera extenderse sin hacer tope físico entre la barra y la botella. Hay que tener cuidado con la precarga que se le da al sistema porque disminuimos el recorrido posible del movimiento de la barra. Vamos a dejar un recorrido mínimo de seguridad de unos 20-25mm. Esto quiere decir que una vez que la precarga de la suspensión queda ajustada la barra de la horquilla debe bajar desde vacío hasta la posición en estático 20-25mm, lo cual será fácilmente medible.

Una vez establecidos los límites de seguridad hay que diseñar cuáles son los estados de funcionamiento que pudieran resultar más interesantes. En este punto no existe ningún valor exacto de éxito y lo que de forma teórica pudiera parecer acertado luego a la hora de la práctica no tiene por qué serlo.

Las recomendaciones que he recibido de gente del mundo de la competición es que debemos realizar diferentes configuraciones en cuanto a la rigidez de los muelles con un rango amplio para luego comprobar que es lo que mejor se adapta a nuestra motocicleta.

Partiendo de esta idea sí que vamos a decir que todos los muelles que poseen las horquillas de las motos, ya sean de competición o comerciales, son progresivos. Esto quiere decir que el muelle no posee una única rigidez para todo el recorrido. En nuestro caso trabajaremos con dos rigideces distintas. Un primer tramo posee una K menor que será la encargada de absorber las irregularidades del terreno y dar una sensación de comodidad a la hora de la conducción.

Un segundo tramo lo haremos mediante un muelle que posea una K mayor que será la que realmente trabaje en los momentos de las frenadas. La combinación de dos muelles nos da configuraciones y estados límites diferentes.

El requisito de estado último útil es que para la fuerza máxima de 1700 N no haya una compresión mayor de 115mm. A partir de aquí existen infinidad de configuraciones.

Las posibilidades estudiadas son las siguientes:

Al existir dos muelles en serie tenemos que ver cómo queda la combinación de los dos. Va a quedar un comportamiento hasta que el muelle más blando se comprima y a continuación tendremos uno diferente con la K del muelle duro.

A partir de esta configuración las ecuaciones que nos indican el comportamiento global son las siguientes:

— ECUACIONES

La compresión total del sistema es la suma de los dos muelles por separado. Hay que tener en cuenta que uno de los dos se comprimirá antes.

$$\Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2$$

Al ser dos muelles en serie la fuerza que reciben es la misma para cada uno.

$$F = K \cdot \Delta x$$

$$F_1 = K_1 \cdot \Delta x_1$$

$$F_2 = K_2 \cdot \Delta x_2$$

$$F_1 = F_2 = F$$

Si sustituyes los valores de las variaciones de x en función de las fuerzas obtenemos lo siguiente.

$$F / K = F1 / K1 + F2 / K2$$

$$F / K = F / K1 + F / K2$$

A partir de esta ecuación obtenemos el valor de la K total del conjunto mientras ninguno de los muelles haya agotado su recorrido de compresión.

$$K = \frac{K1 \cdot K2}{K1 + K2}$$

Por tanto la ecuación que rige la siguiente gráfica es

$$F = K \cdot \Delta x$$

Cuando uno de los muelles se haya comprimido la gráfica seguirá el siguiente comportamiento

$$F = K1 \cdot \Delta x1 \quad \text{ó} \quad F = K2 \cdot \Delta x2$$

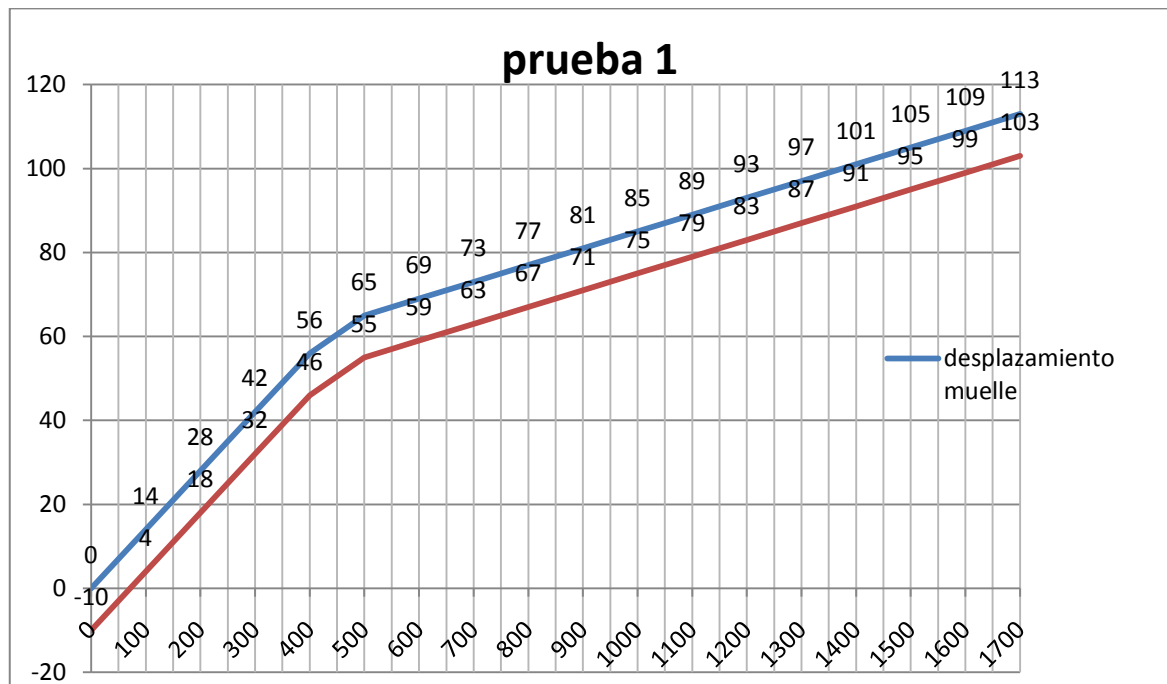
A continuación se presentan 4 configuraciones distintas empleando 4 muelles con rigideces y longitudes diferentes. Según el tipo de circuito y de cómo conduzca el piloto pudiera interesar una configuración u otra. En nuestro caso plantearemos varias posibilidades analizando qué es lo que ofrece cada una para luego contrastar si realmente eso se cumple en la realidad.

6.1 RESULTADOS

6.1.1 CONFIGURACIÓN 1

K1 = 10 N/mm con $\Delta x_1 = 45$ mm

K2 = 25 N/mm con $\Delta x_2 = 70$ mm



Gráfica 8

ANÁLISIS DE LA GRÁFICA DE LA CONFIGURACIÓN 1

Con estos muelles obtenemos un primer tramo con una $K = 10 \cdot 25 / (10+25) = 7,1$ N/mm

El muelle blando posee una longitud de 45 mm y por tanto será el que primero se agote. $F = 10 \text{ N/mm} \cdot 45 \text{ mm} = 450 \text{ N}$.

Para 450 N tendremos un desplazamiento de algo más de 45 mm puesto que el muelle duro también se está comprimiendo.

A partir de aquí se produce un cambio de pendiente y ya sólo tenemos actuando el muelle duro de $K = 25 \text{ N/mm}$. El límite lo marca este muelle $F = 1700 \text{ N} = 25 \text{ N/mm} \cdot \Delta x_2$

Implica que $\Delta x_2 = 1700 / 25 = 68 \text{ mm}$. Hemos colocado un muelle que se puede comprimir hasta 70 mm con lo cual cumple perfectamente. En total el muelle va a comprimirse hasta 113 mm, con lo que se queda dentro de los límites máximos permitidos.

Ahora hay que ver las situaciones en las que se va a encontrar la motocicleta. Simplemente con la moto cargada y con la distribución de pesos (50/50) se suponen unos 300-350 N para cada muelle. Para este momento la compresión resulta 42 mm.

Un funcionamiento normal por carretera sin necesidad de utilizar los frenos requiere que la suspensión sea capaz de absorber pequeños baches. La dificultad en el diseño radica en que no se puede cuantificar en valores cuánto suponen las irregularidades del terreno. Por tanto deberemos hacer una estimación inicial para luego contrastarla en pista. Lo ideal en el momento de las pruebas sería sensorizar la moto para ver los valores de fuerza que recibe cada rueda. Si por temas económicos no se pudiera llevar a cabo esta opción, el reglaje habría que desarrollarlo mediante las impresiones de los pilotos que tengamos.

Para empezar hemos hecho la siguiente suposición. Los baches podrían resultar los primeros 100-150N, claro está que estos valores dependen principalmente de la velocidad a la que atraviesas la imperfección de la carretera.

Para que el piloto sintiese una sensación de confort queremos que estos primeros defectos del asfalto los absorba la parte menos rígida del sistema. Por tanto el cambio de pendiente lo buscamos en unos 450-500N.

A partir de aquí las frenadas requieren de un muelle con mayor rigidez, es entonces cuando sólo trabaja el muelle de $K = 25 \text{ N/mm}$ puesto que el muelle blando ya ha llegado a su tope de compresión.

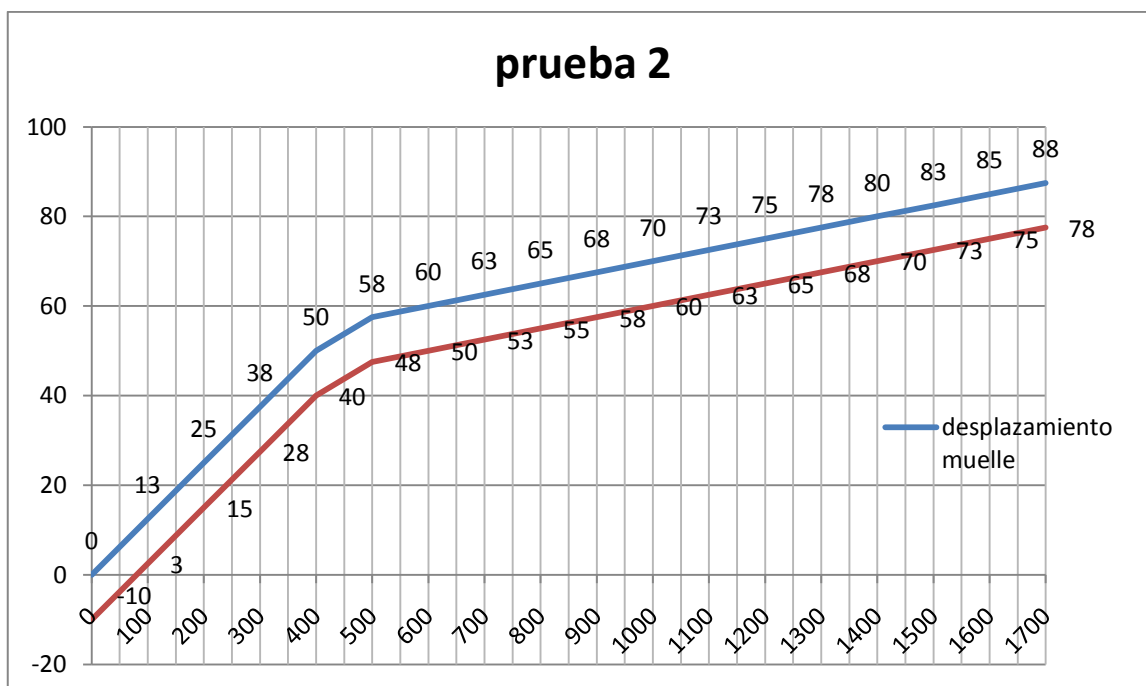
El valor esperado de frenada máxima se produce en el momento del final de una recta justo en la entrada de una curva y con la moto ya habiendo adquirido una cierta inclinación. Lo hemos obtenido gracias a un programa de simulación informática, el Xoptima y alcanza los 1300N. Para este valor de carga la compresión del muelle alcanza los 97 mm. Como valor último para una carga de 1700N llegamos hasta los 113 mm.

Con esta primera configuración hemos cumplido las necesidades de seguridad y a la vez la zona de cambio de pendiente la situamos cercana a los 500N. Ahora habrá que contrastar impresiones y ver si los 150 N de baches que hemos supuesto se cumplen realmente. La otra cuestión a tratar será ver si el hundimiento que sufre la suspensión resulta excesiva para el tipo de pilotaje del piloto y se necesita una mayor rigidez.

6.1.2 CONFIGURACIÓN 2

K1 = 10 N/mm con $\Delta x_1 = 45$ mm

K2 = 40 N/mm con $\Delta x_2 = 45$ mm



Gráfica 9

ANÁLISIS DE LA GRÁFICA DE LA CONFIGURACIÓN 2

El primer tramo en el que se combinan los dos muelles obtenemos una $K = 8$ N/mm. Para el segundo tramo lo que tendremos será una $K = 40$ N/mm.

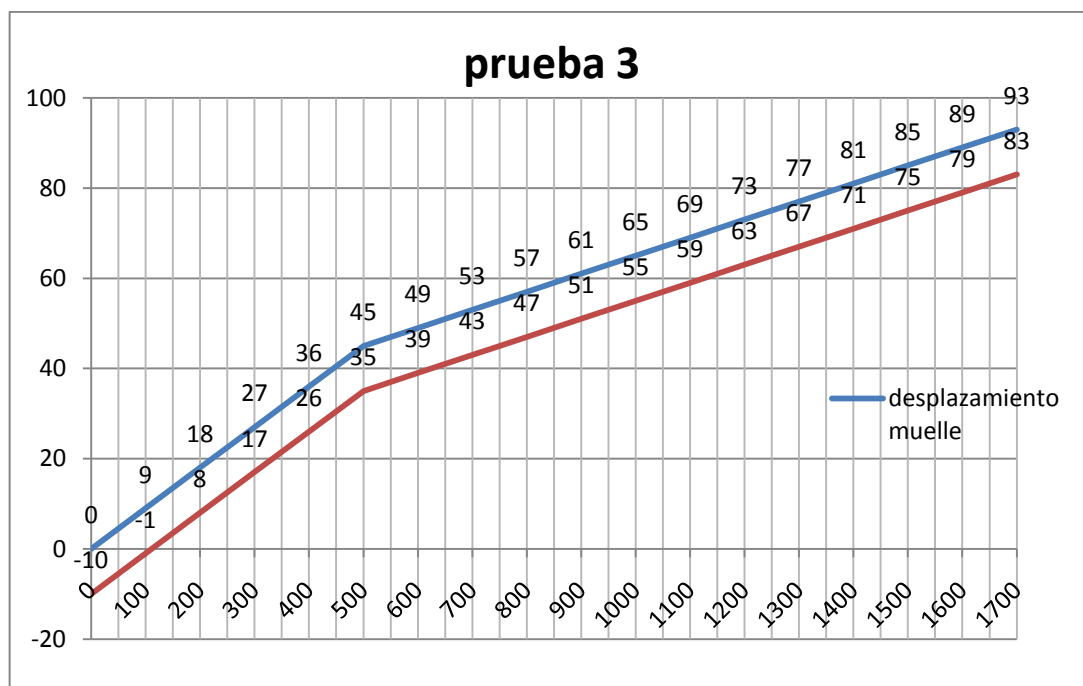
Lo que conseguimos con esto es tener una suspensión más dura. En la zona de carga estática la suspensión no baja más de 38 mm, algo menos que en el caso anterior. Pero lo que realmente se busca con esta configuración es mejorar el tramo final. En este caso tendremos una compresión máxima de 78 mm para la mayor frenada esperada, llegando hasta los 88 mm para el caso último de diseño con 1700 N.

De la primera configuración a la segunda reducimos la compresión en 20 mm. Esto implica que el piloto con la primera suspensión la notaba blanda y por ello esta modificación.

6.1.3 CONFIGURACIÓN 3

K1 = 20 N/mm con $\Delta x1 = 25$ mm

K2 = 25 N/mm con $\Delta x2 = 70$ mm



Gráfica 10

ANÁLISIS DE LA GRÁFICA DE LA CONFIGURACIÓN 3

La primera parte de la gráfica está controlada por una rigidez resultante de 11 N/mm. Con esto conseguimos que para los 300 N tengamos una compresión de 27mm. El resultado es una moto con mayor altura en la parte delantera.

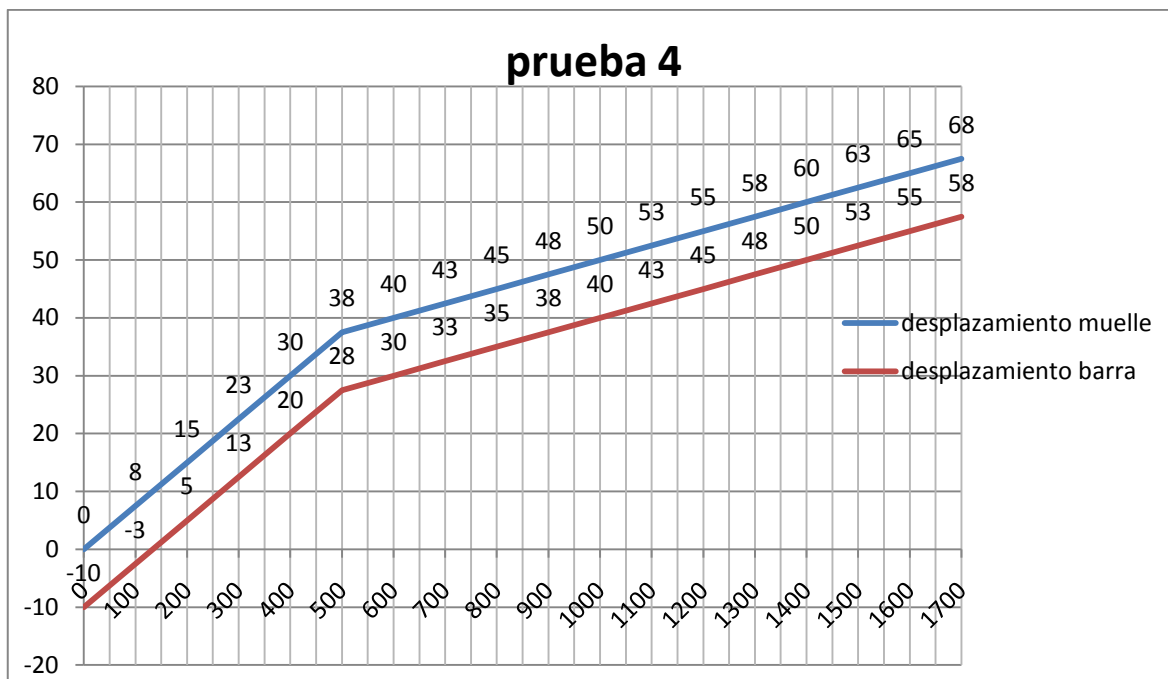
El cambio de la rigidez del muelle más blando para endurecerlo un poco ha conseguido su efecto, pero el punto de cambio de pendiente se sigue situando en los 500N puesto que hemos hecho que su compresión máxima no pueda ser mayor de 25 mm. Hemos fijado los cambios de pendiente de todas las configuraciones en torno a los 450 – 500 N esperando que nuestra suposición de los baches sea la correcta.

La compresión final ha aumentado respecto a la configuración 2 ya que el muelle empleado posee una menor rigidez. Se tiene un margen de seguridad muy alto, puesto que para la fuerza máxima esperada nos encontramos en una compresión de 77 mm.

6.1.4 CONFIGURACIÓN 4

K1 = 20 N/mm con $\Delta x1 = 25$ mm

K2 = 40 N/mm con $\Delta x2 = 45$ mm



Gráfica 11

Al emplear un muelle más duro para el tramo 2, el conjunto global del primer tramo adquiere mayor rigidez que consigue una compresión de la moto menor. Esta configuración establece la mayor altura para la pipa con la moto una vez cargada puesto que sólo desciende 23 mm. La compresión para la máxima sollicitación esperada nos comprime la moto hasta los 58 mm.

Con las diferentes configuraciones logramos un amplio rango de ángulo de lanzamiento lo cual cambia el comportamiento de la motocicleta, cuestión interesante para el reglaje de la misma.

Debido al desconocimiento de los recorridos de compresión que emplean las motocicletas en las carreras de competición, habrá que esperar a las impresiones del piloto para saber cuál es el reglaje con el que se siente más cómodo.

Una vez observada la zona de interés de funcionamiento de la suspensión se podrán realizar nuevos muelles con rigideces más acotadas para ajustar de forma más precisa lo que deseemos.

6.2 FABRICACIÓN DE MUELLES

Una vez establecidos los datos de las rigideces, el recorrido de trabajo de los muelles y el diámetro exterior para poder introducirlo de forma precisa en la barra de la suspensión, queda ver qué longitud de muelle libre va a resultar. Definido esto podremos ver si los muelles entran en las barras de la suspensión. La longitud máxima que se dispone en la barra para introducir los muelles son 475 mm.

Según el fabricante de muelles, “Pampo”, las longitudes libres de los muelles son las siguientes:

- **Muelle 1** ($K1 = 10 \text{ N/mm}$ $\Delta x = 45 \text{ mm}$)
 $L_o = 170 \text{ mm}$
- **Muelle 2** ($K2 = 20 \text{ N/mm}$ $\Delta x = 25 \text{ mm}$)
 $L_o = 223 \text{ mm}$
- **Muelle 3** ($K3 = 25 \text{ N/mm}$ $\Delta x = 70 \text{ mm}$)
 $L_o = 200 \text{ mm}$
- **Muelle 4** ($K4 = 40 \text{ N/mm}$ $\Delta x = 45 \text{ mm}$)
 $L_o = 120 \text{ mm}$

Una vez obtenidas las longitudes de los muelles ya se pueden calcular las medidas de los casquillos que cada configuración debe incluir en la botella de la suspensión. El espacio de que disponemos para introducir los muelles, los casquillos, el tapón y el eje de la precarga son 505 mm. El tapón y el eje de la precarga suponen 20 mm, pero sólo tendremos en cuenta 10 mm para que en el momento de roscar el tapón ya estemos consiguiendo una pequeña precarga. Si la fuerza necesaria para el roscado fuera excesiva debido a que la configuración de los muelles resulta muy dura siempre podríamos disminuir la longitud de dichos casquillos realizando un simple corte.

Las longitudes de las diferentes piezas serán:

CONFIGURACIÓN 1 (M1 y M3)

- $L_{c1} = 505 - 10 - 170 - 200 = 125 \text{ mm}$

CONFIGURACIÓN 2 (M1 y M4)

- $L_{c2} = 505 - 10 - 170 - 120 = 205 \text{ mm}$

CONFIGURACIÓN 3 (M2 y M3)

- $L_{c3} = 505 - 10 - 223 - 200 = 72 \text{ mm}$

CONFIGURACIÓN 4 (M2 Y M4)

- $L_{c4} = 505 - 10 - 223 - 120 = 152 \text{ mm}$

Además habrá que meter arandelas de separación entre muelles y en los extremos para su apoyo.

6.3 TAPÓN DE ROSCA EN LA BOTELLA (plano nº 16 en el Anexo 2)

Los valores de rigidez que ahora se van a manejar generan una complicación a la hora del montaje ya que la fuerza que necesito realizar para colocar el circlip es mayor. Por tanto ya no voy a poder introducirlo a mano.

Por este motivo se plantea la sustitución del circlip por un tapón roscado al que a su vez podamos implementar algún sistema para realizar una precarga controlada del muelle.

Resulta que debemos rebajar el espesor de barra de la horquilla para eliminar los orificios que existen actualmente en la parte interior que albergan las arandelas de los circlips. Habría que realizar una rosca a partir de esas ranuras.

Otra idea, la cual se va a tomar como primera opción es la de roscar encima de los orificios puesto que son de un espesor reducido y pudiera ocurrir que roscara el nuevo tapón sin demasiada complicación.

El espesor que posee la barra es 1,75 mm. La profundidad que se va a emplear para la rosca va a ser 0,5 mm. De esta forma nos quedaría un valor suficiente de grosor.

La rosca debe soportar el esfuerzo que crea el muelle en una frenada máxima de 1700 N. El diámetro de la rosca que debemos realizar es de 31 mm. Suponemos además que el acero que se emplea en la suspensión tiene un límite elástico de 355 N/mm² y por tanto con estos datos deberemos calcular la longitud de rosca necesaria. Aún emplearemos un poco más para compensar el defecto de roscar encima de las ranuras. La zona donde se albergan dichas hendiduras y que además posee un diámetro menor que en el resto de la barra, tiene una longitud de 30 mm. Lo óptimo sería que la rosca necesaria fuera menor de dicha longitud para no tener que realizar ninguna operación de rectificado.

Gracias a la ayuda de un ingeniero colaborador del proyecto, con estos datos se ha dimensionado una longitud de rosca de 10 mm.

La longitud de rosca que hay que realizar en el tapón para albergar el eje de la precarga también habrá que calcularla pero en este caso vamos a emplear un tornillo comercial M10x1,5. En este caso emplearemos una longitud de 12mm. La forma del tapón la hacemos para que se puede llevar a cabo su apriete mediante el empleo de una llave fija de medida 24 mm.

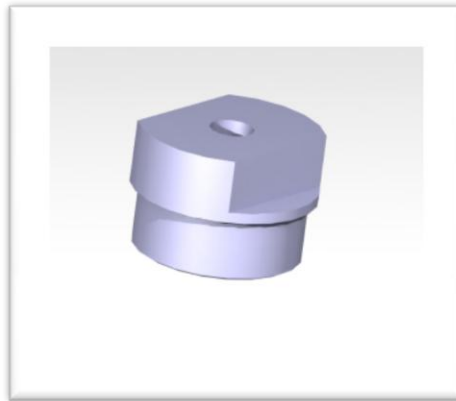


Imagen 40

El diámetro de la zona de la barra donde se va a ubicar el eje de la precarga es de 28 mm, pero no se tiene exactitud en la medida. El eje de la precarga posee en su extremo un cilindro con un alojamiento en el cual insertamos una goma para impedir el paso del aceite. La goma debe tener por lo tanto un diámetro exterior de 28 mm.

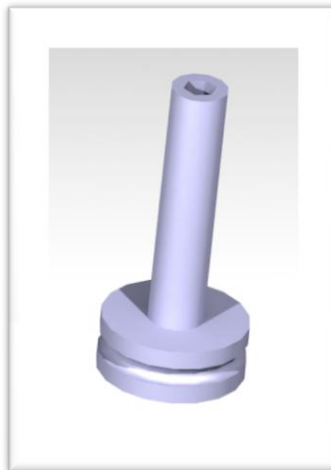


Imagen 41

(plano nº 17 en el Anexo 2, cilindro precarga)

7 CONCLUSIONES

El proyecto de fin de carrera ha tenido desde el primer día la idea final de poder llevar a cabo su fabricación. Esta cuestión ha sido muy estimulante para la realización del proyecto, aunque hubo momentos de incertidumbre por temas económicos y de retrasos en los plazos de ejecución de los proyectos.

A lo largo del tiempo de desarrollo del proyecto he ido observando diferentes aspectos que desde una perspectiva teórica quizás nunca hubiese tenido en cuenta.

La principal lección que puede aprender un ingeniero mecánico en un proyecto de este tipo, es que el diseño está condicionado totalmente por los métodos de fabricación que uno pueda conseguir. No sirve de nada un modelo muy desarrollado que luego requiera complicados y costosos métodos de fabricación. Debe llevarse un trabajo en paralelo entre lo que el diseñador está pensando y las posibilidades que te pueden ofrecer las empresas, trabajo que en nuestro caso realizaba un compañero del equipo encargado de fabricación.

Una faceta que he adquirido ha sido la capacidad para desenvolverse en el mundo industrial. La búsqueda y puesta en contacto con diferentes proveedores y la capacidad para negociar condiciones, costes y plazos de entrega. Para el futuro creo que resulta imprescindible el conocimiento de empresas de los diferentes sectores que me rodean, al menos en el entorno de Navarra. Nos hubiera ahorrado mucho tiempo en la búsqueda de proveedores.

Otra idea importante que he aprendido es que el ingeniero, y un recién licenciado en mayor medida, no puede pretender esperar a que el diseño sea perfecto para empezar a desarrollar su fabricación. En muchas ocasiones hay que arrancar y tratar de resolver los problemas una vez vayan llegando. Con esto no quiero decir que el diseño deba tener una menor elaboración.

Un aspecto que me ha resultado más complicado de lo que a priori podría esperarse ha sido el tema de las tolerancias en las piezas que poseían contacto. Hemos realizado ajustes teóricos que una vez comentados con personas del mundo de la fabricación han sido corregidos. La falta de visión para sopesar necesidad de una buena tolerancia versus coste económico nos ha hecho malgastar dinero.

El tipo de proyecto realizado es muy novedoso en nuestra universidad y ha hecho difícil la búsqueda de información en trabajos previos para poder apoyarse y consultar. Esto se ha convertido en un gran esfuerzo personal y motivación para sacar las cosas hacia delante. Se ha vuelto fundamental la cuestión del manejo de libros de consulta para obtener diferente información.

El trabajo en equipo ha sido toda una experiencia porque el grupo lo componíamos hasta quince personas y ha puesto de manifiesto cuales tienen que ser las características de un equipo. Una cuestión básica es que no se puede trabajar en los proyectos de forma aislada, la comunicación debe ser fluida para evitar errores y el esfuerzo hay que realizarlo al

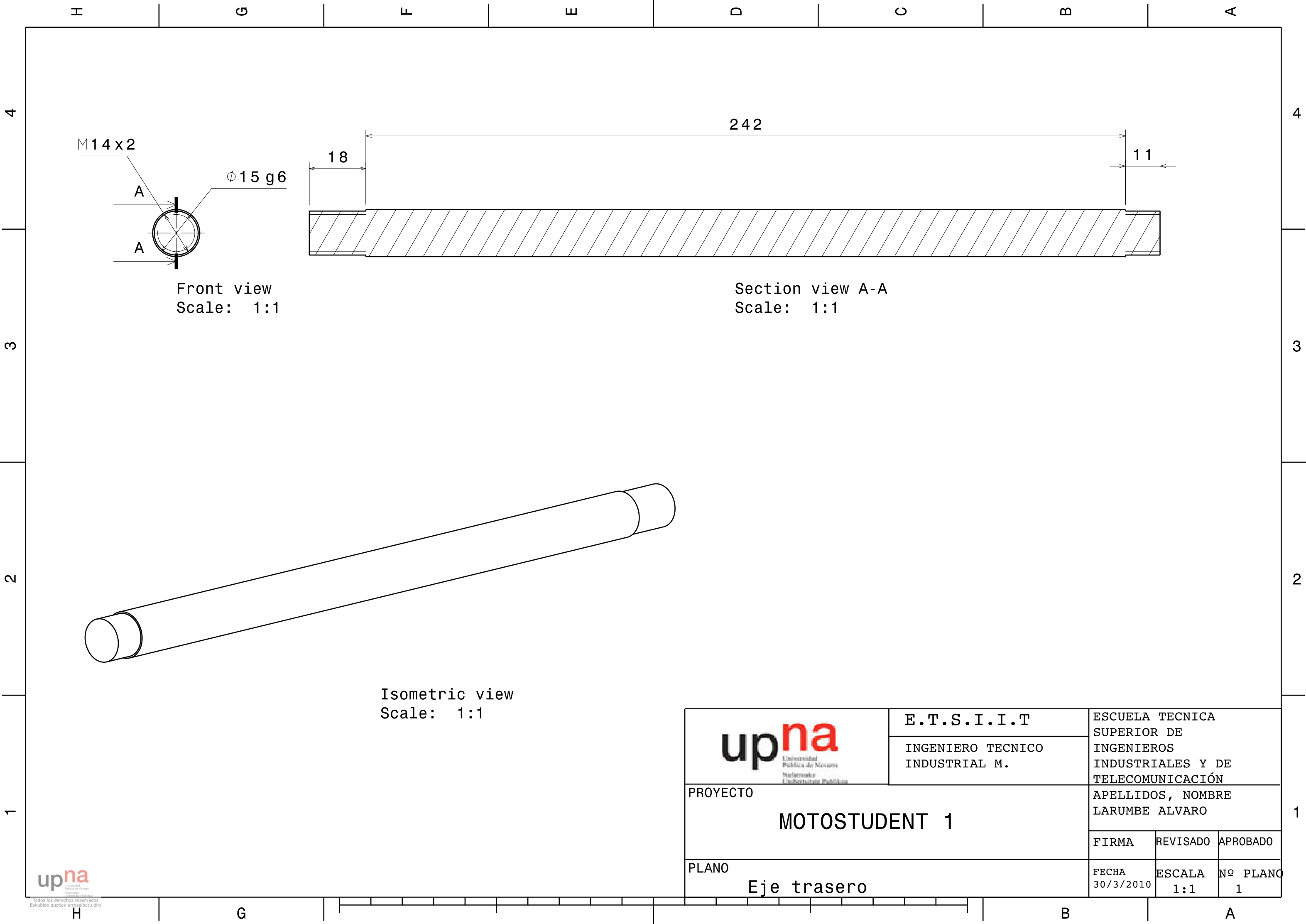
mismo ritmo. Lo que un integrante del equipo realiza repercute de pleno en el trabajo del otro y si uno se retrasa o se equivoca puede arrastrar el fallo a otros proyectos. Por esta cuestión la ayuda entre unos y otros es fundamental.

Otro aspecto importante en un equipo es la capacidad de relación de uno mismo con el resto de compañeros, hay que saber respetar y apoyar al compañero para tratar de tener una relación agradable en el día a día, y más un ingeniero ya que muchos de sus trabajos se realizan en grupo.

8 BIBLIOGRAFÍA

- PROYECTO: “Optimización de parámetros principales y calculo de cargas de una motocicleta de competición” realizado por Ibai Irigoyen
- PROYECTO: “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición” realizado por Ernesto Limousin
- DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Sighley
- DISEÑO DE MÁQUINAS. Rober L. Norton
- MOTOCICLETAS: COMPORTAMIENTO DINÁMICO Y DISEÑO DE CHASIS. Tony Foale
- REGLAMENTO TÉCNICO MOTOSTUDENT
- MANUAL DE RODAMIENTOS FAG. Schaeffler group
- INGENIERÍA DE MOTOCICLETAS, APUNTES. Cesar Díaz de Cerio y José Sancho
- Software: Marc Mentat
- Software: Catia R19
- Software: Microsoft Office 2007

Pamplona, Septiembre de 2010



PROYECTO	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PLANO	MOTOSTUDENT 1		FIRMA	REVISADO	APROBADO
	Eje trasero		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 1

4

3

2

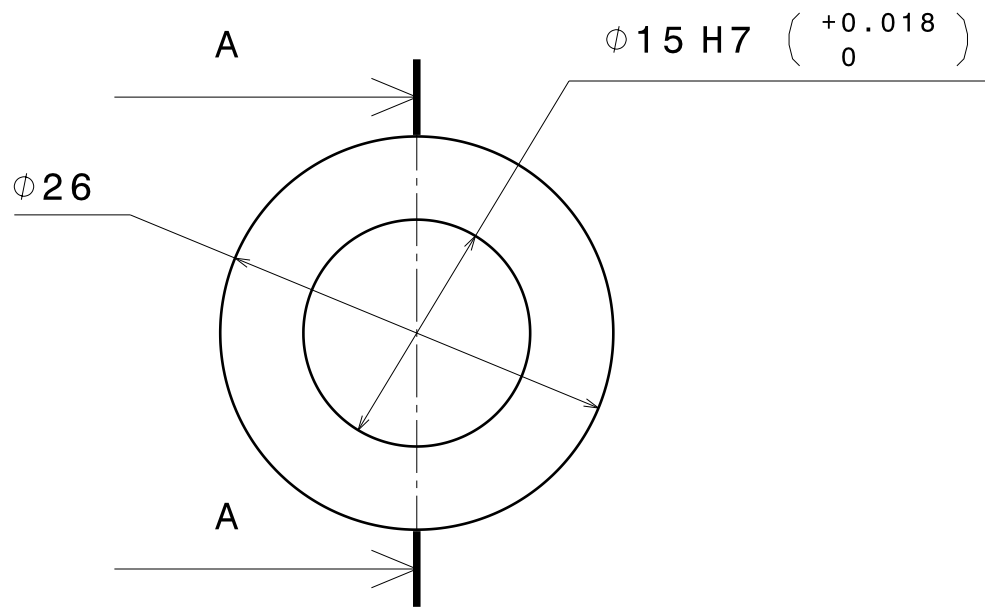
1

4

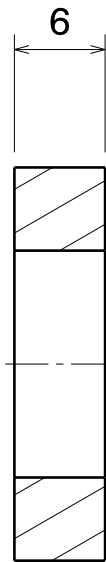
3

2

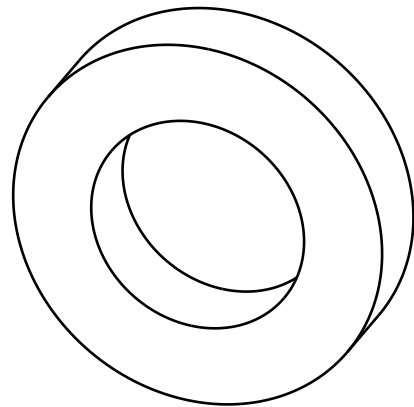
1



Front view
Scale: 2:1




Section view A-A
Scale: 2:1



Isometric view
Scale: 2:1

2 UNIDADES

	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		APELLIDOS, NOMBRE ALVARO LARUMBE		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		FIRMA		REVISADO	APROBADO
		FECHA 30/3/2010		ESCALA 2:1	Nº PLANO 2.1
PLANO Casquillo centrador derecho rued tras					

4

3

2

1

H

G

F

E

D

C

B

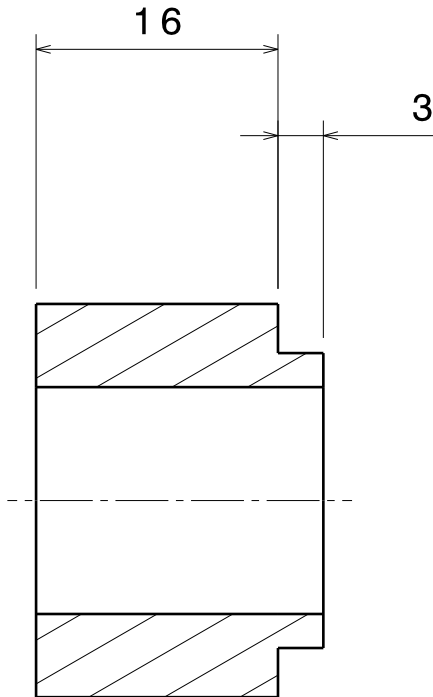
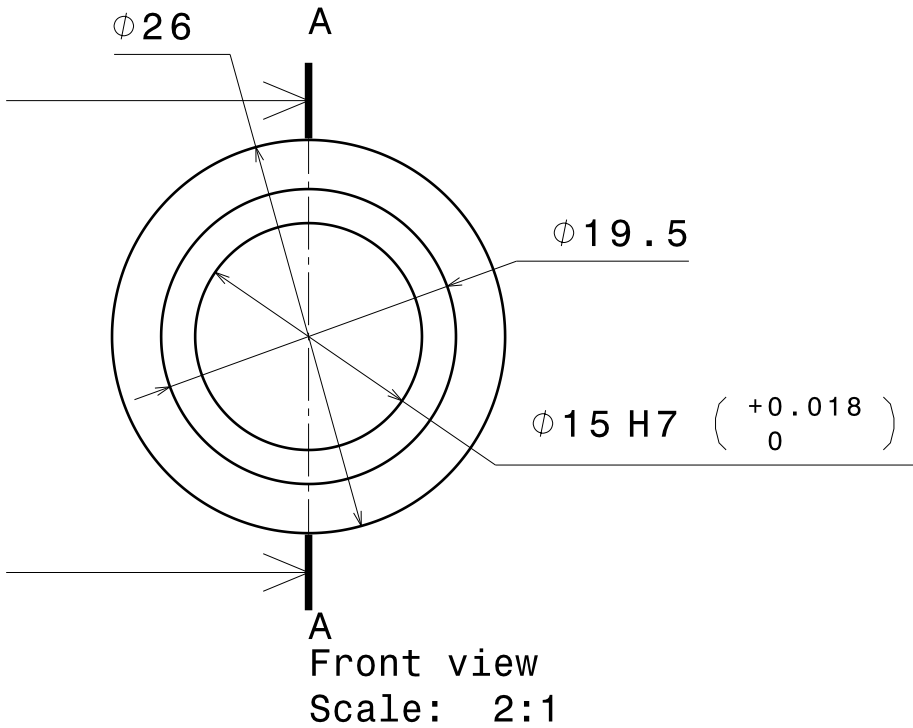
A

4

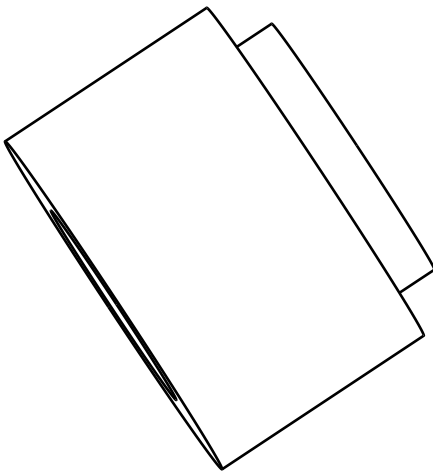
3

2


1



1 UNIDAD



Isometric view
Scale: 2:1

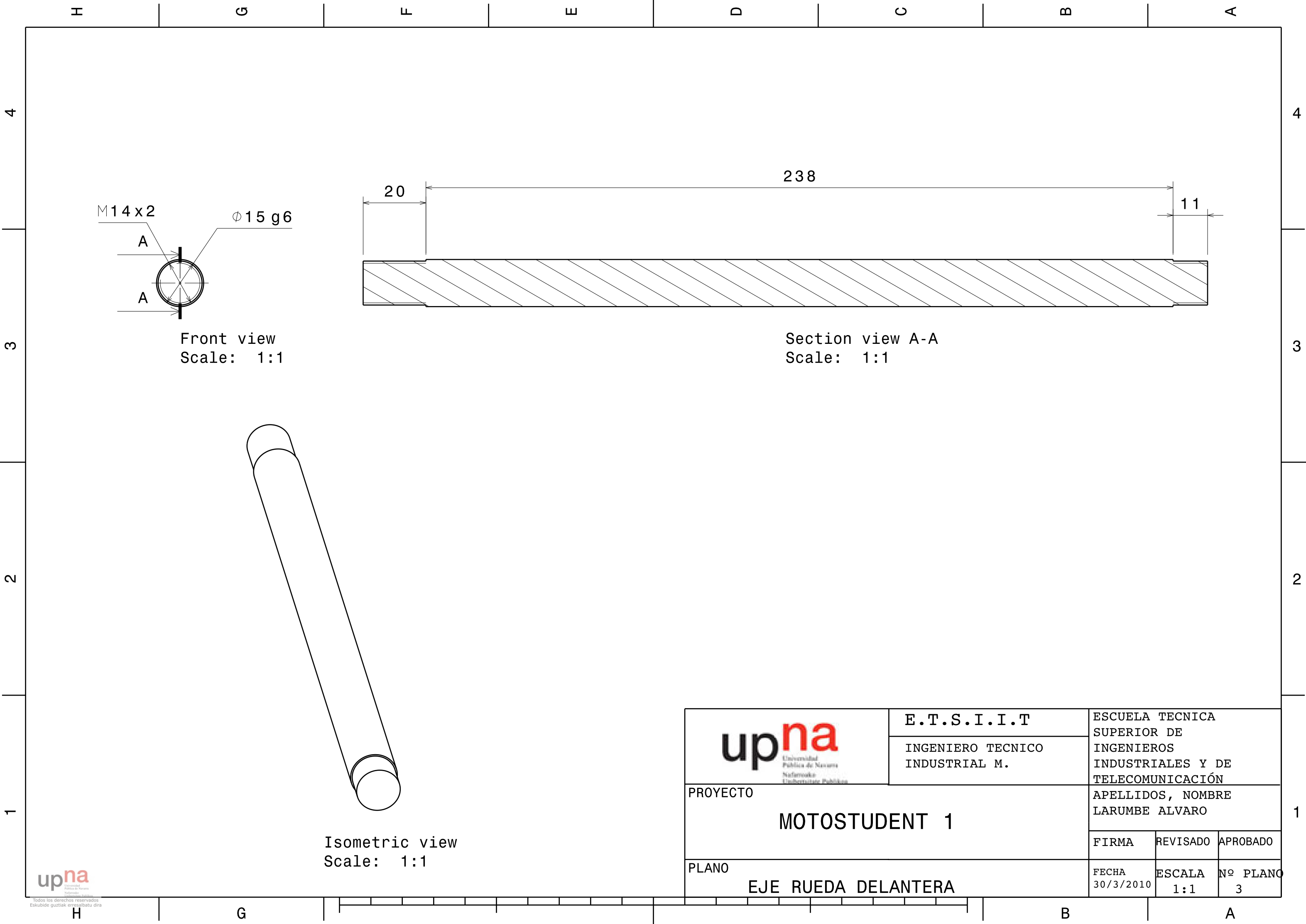
	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		FIRMA		REVISADO	APROBADO
		FECHA 30/3/2010		ESCALA 2:1	Nº PLANO 2.2
PLANO Casq centrador izquierdo rue tras					

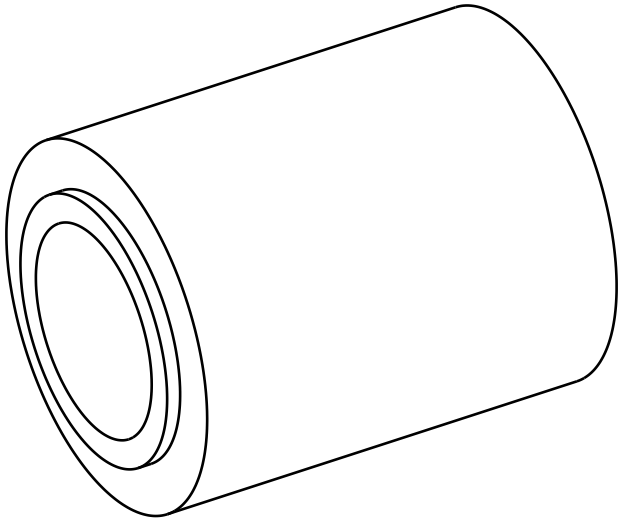
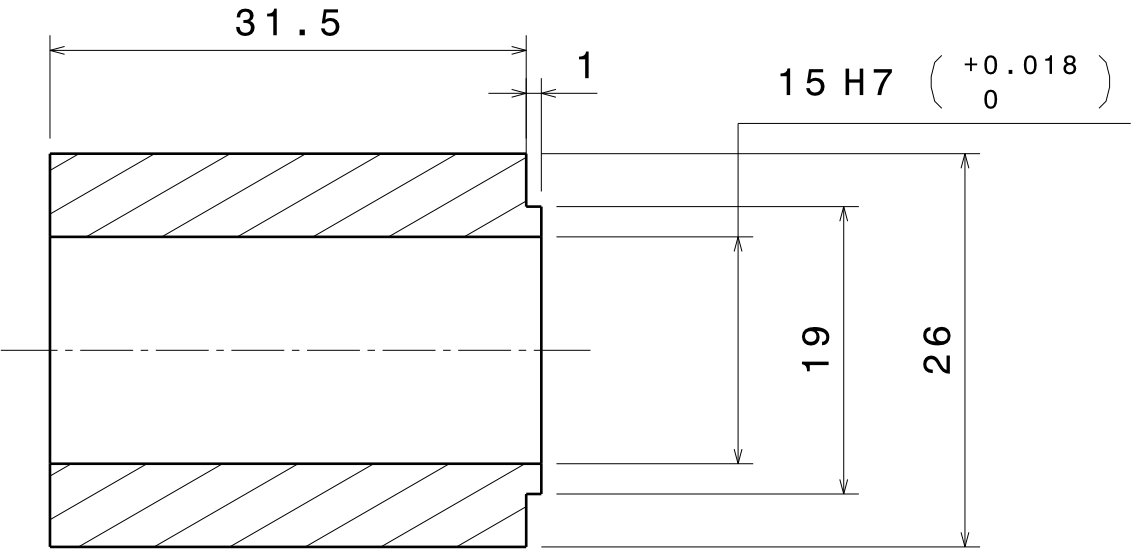
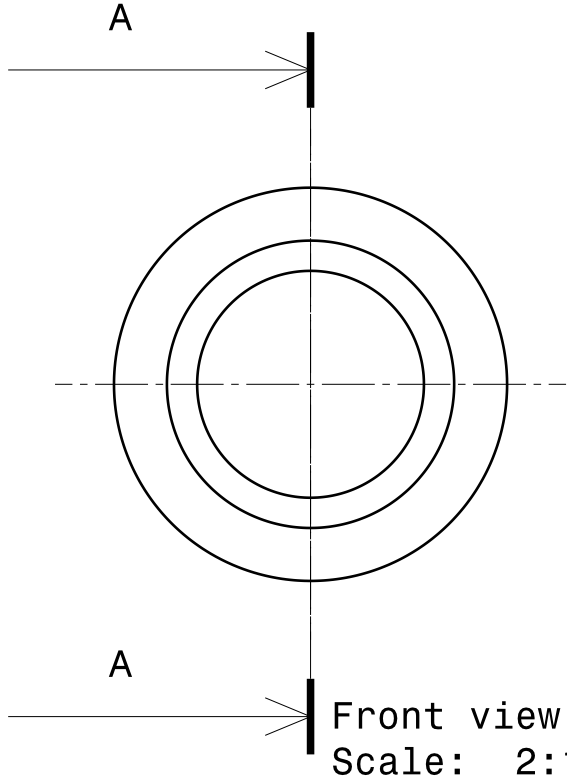
H


G

B

A





 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO CONTRARIO PINZA		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 4.1	

4

3

2

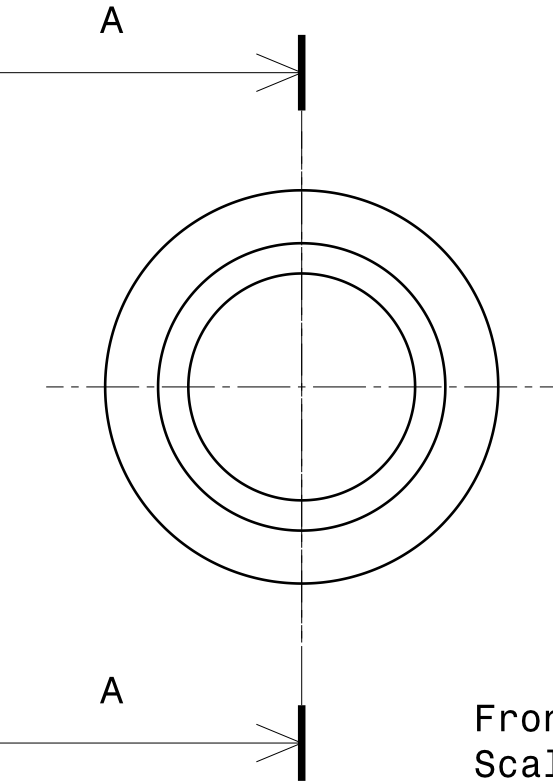
1

4

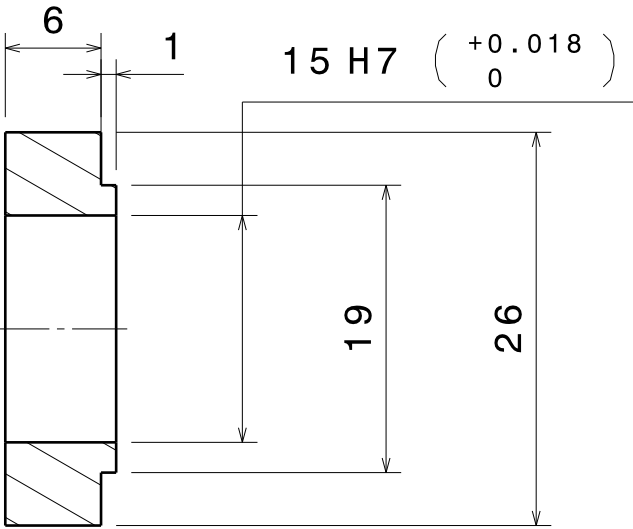
3

2

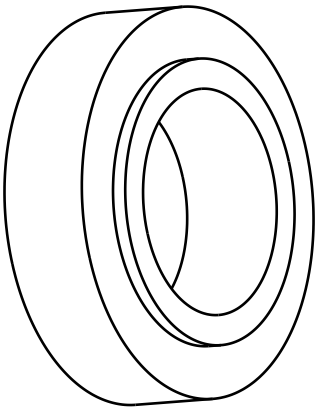
1




Front view
Scale: 2:1



Section view A-A
Scale: 2:1



Isometric view
Scale: 2:1

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO PINZA		FECHA 30/3/2010	ESCALA 2:1	Nº PLANO 4.2	

4

3

2

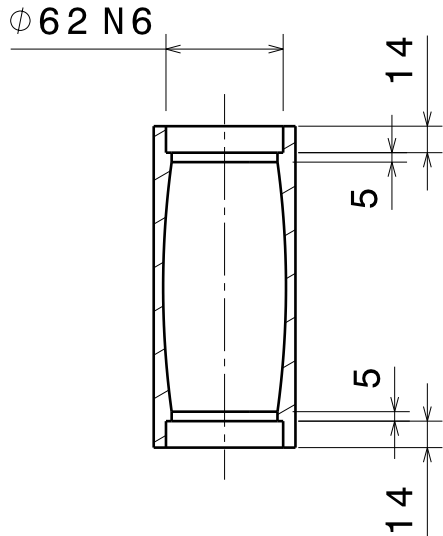
1

4

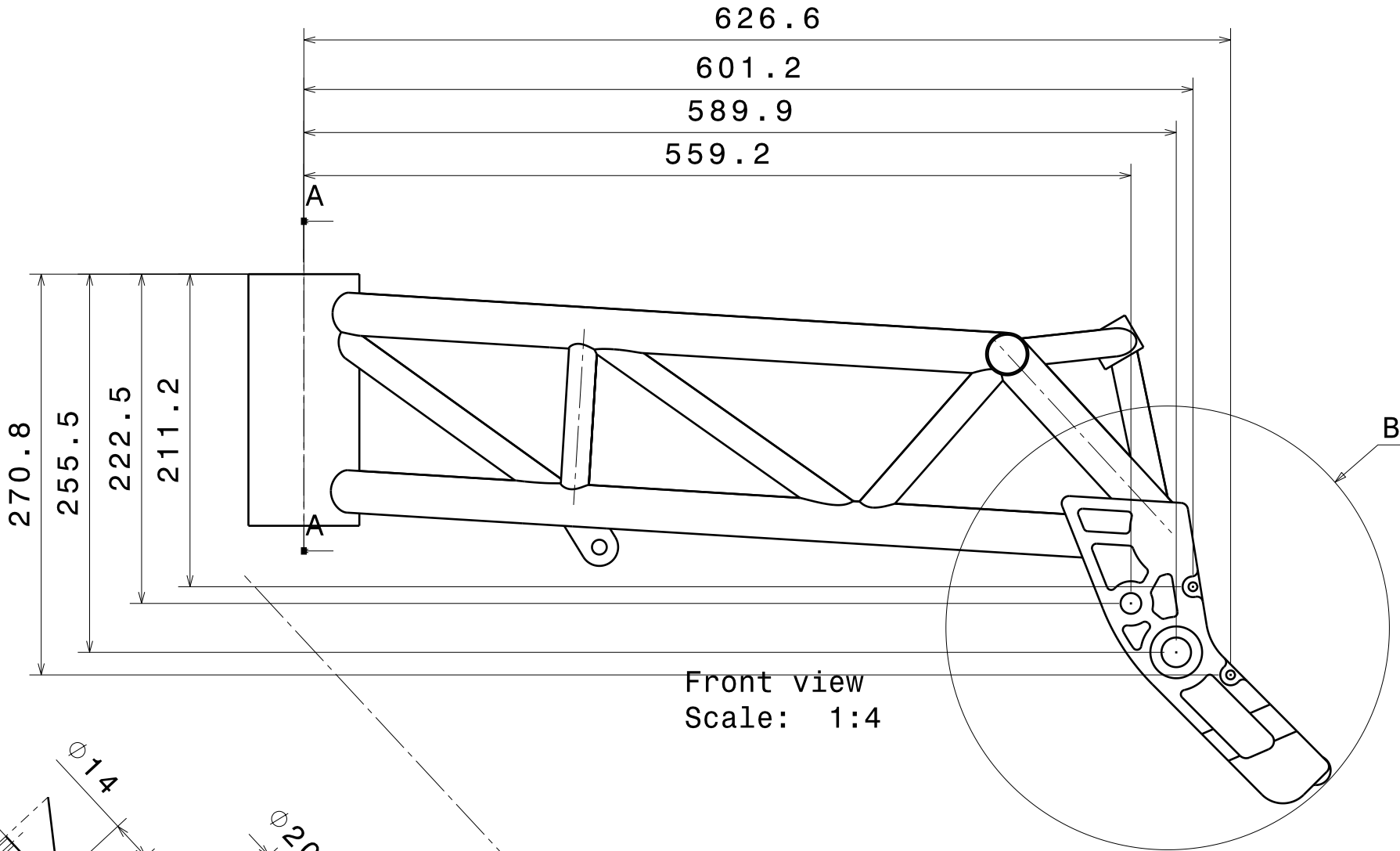
3

2

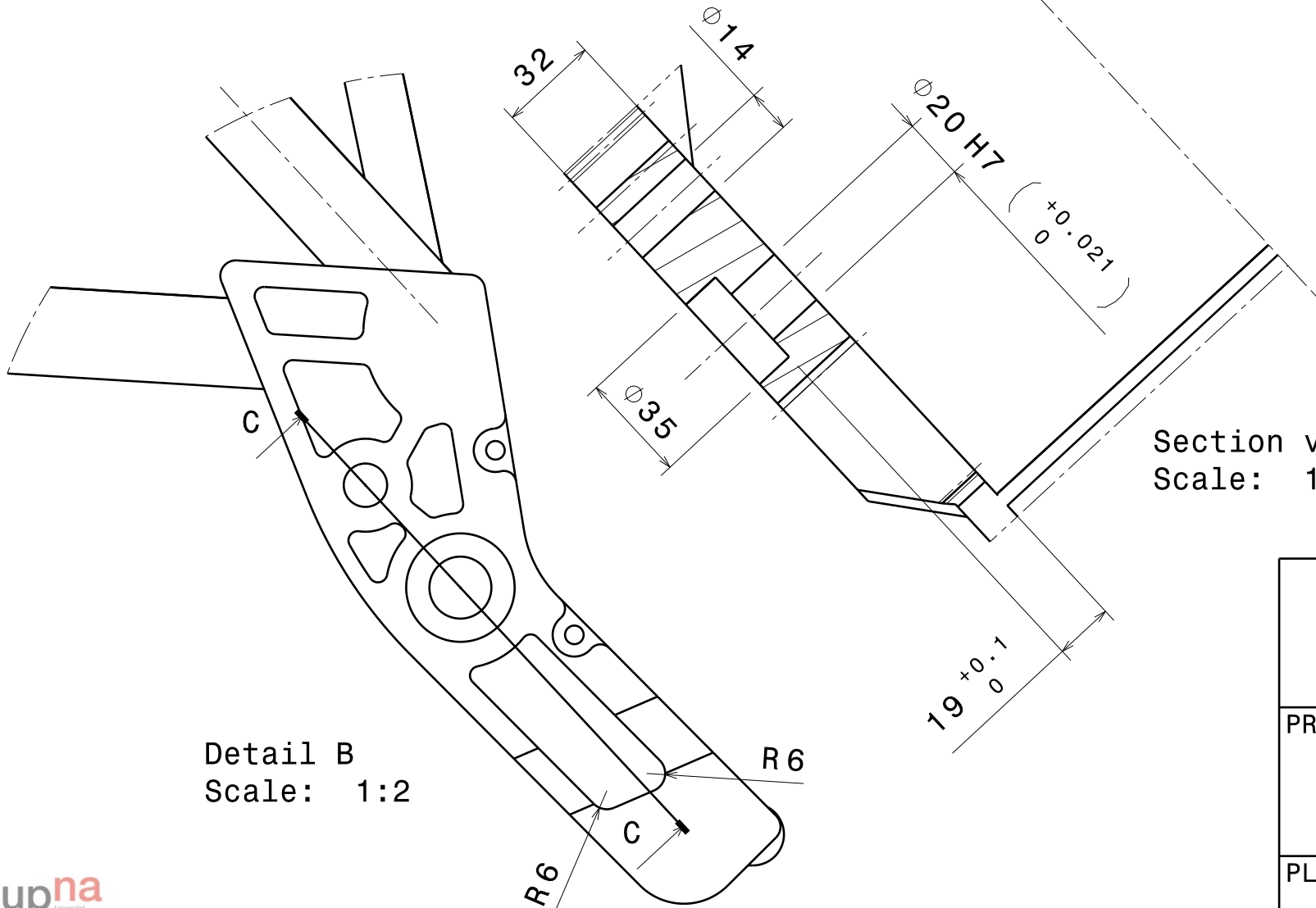
1



Section view A-A
Scale: 1:4




Front view
Scale: 1:4



Detail B
Scale: 1:2

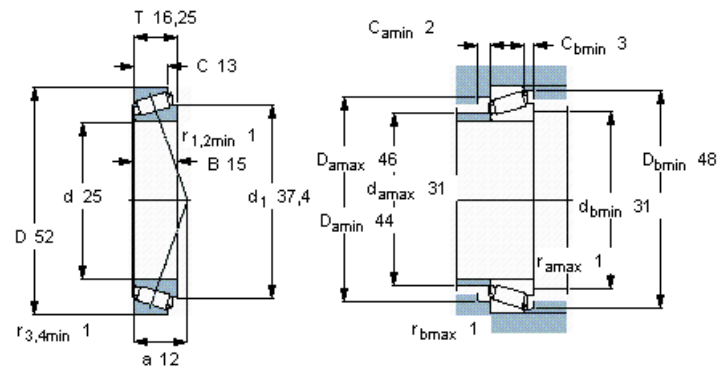
Section view C-C
Scale: 1:2

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO MECANIZADO DEL CHASIS		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:4	Nº PLANO 13	

Tapered roller bearings, single row, metric bearings



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	T	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			C	C ₀	P _u	r/min		kg	-
25	52	16,25	30,8	33,5	3,45	10000	13000	0,15	30205 J2/Q

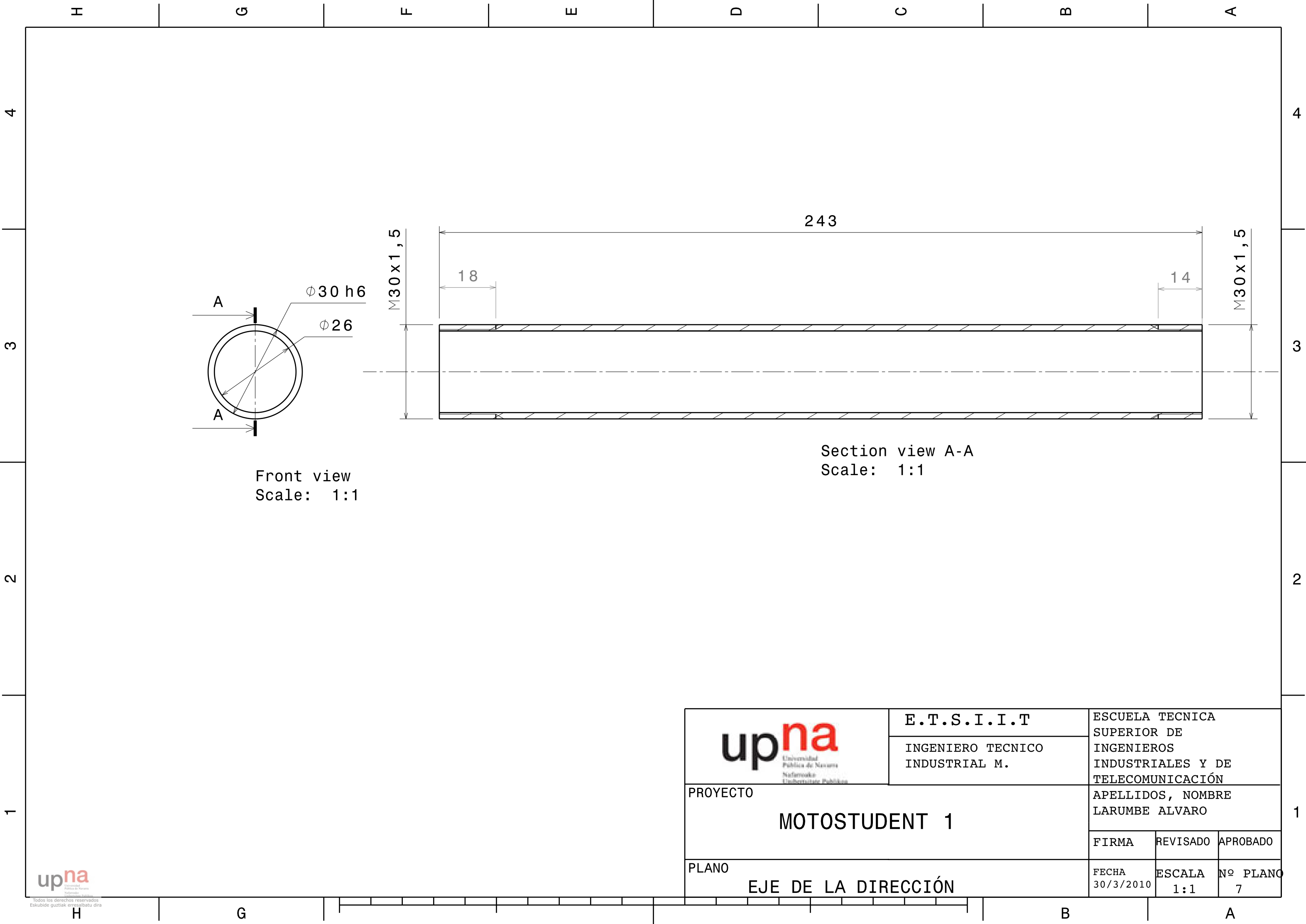



Calculation factors

e 0,37

Y 1,6

Y₀ 0,9



 upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO EJE DE LA DIRECCIÓN		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 7	

4

4

277

11

18

M14 x 2

Ø 15 g6

A

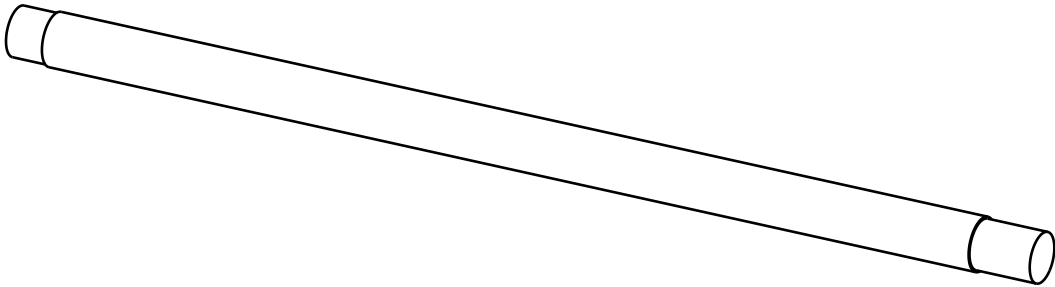
A

Front view
Scale: 1:1


Section view A-A
Scale: 1:1

2

2



Isometric view
Scale: 1:2

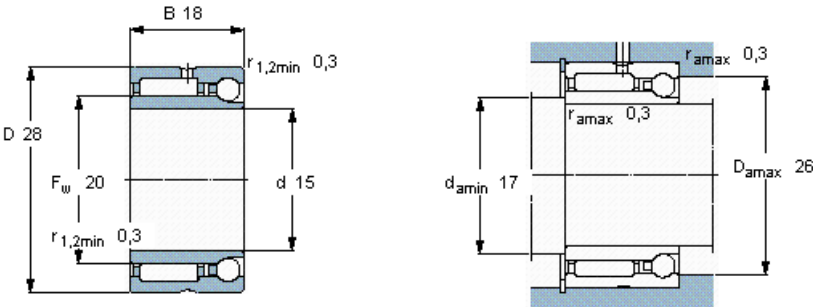
 <small>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</small>	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1			APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
			FIRMA	REVISADO	APROBADO
PLANO Eje basculante			FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 8

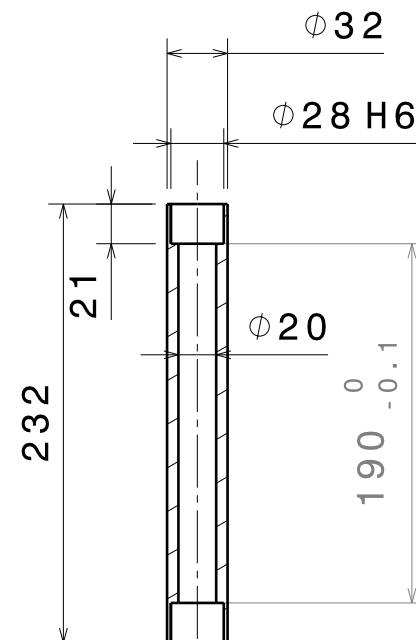
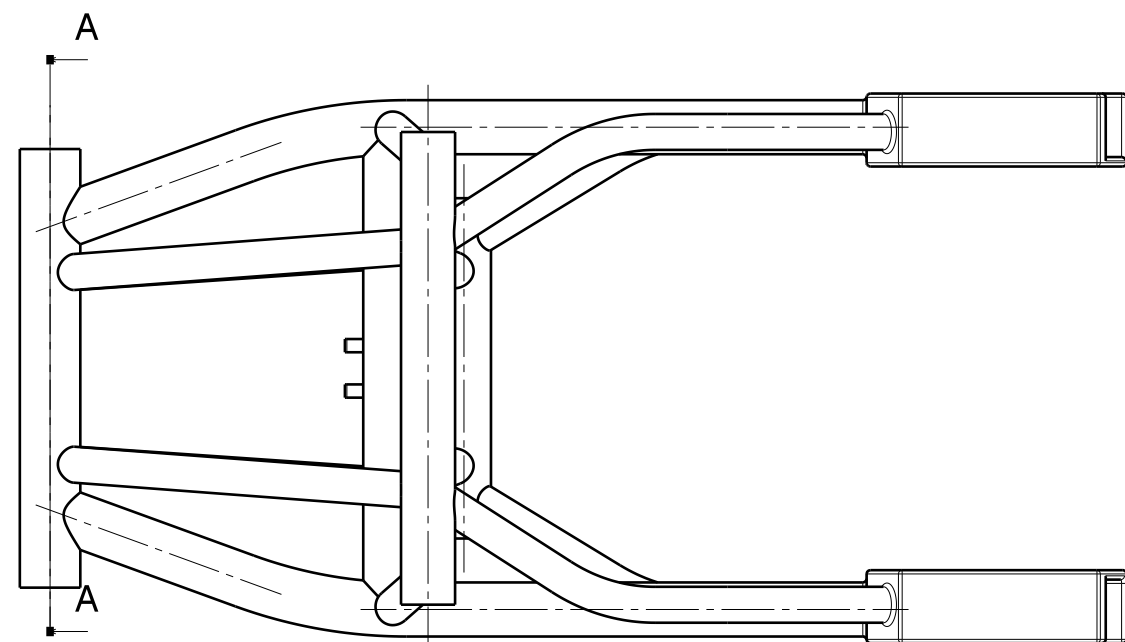
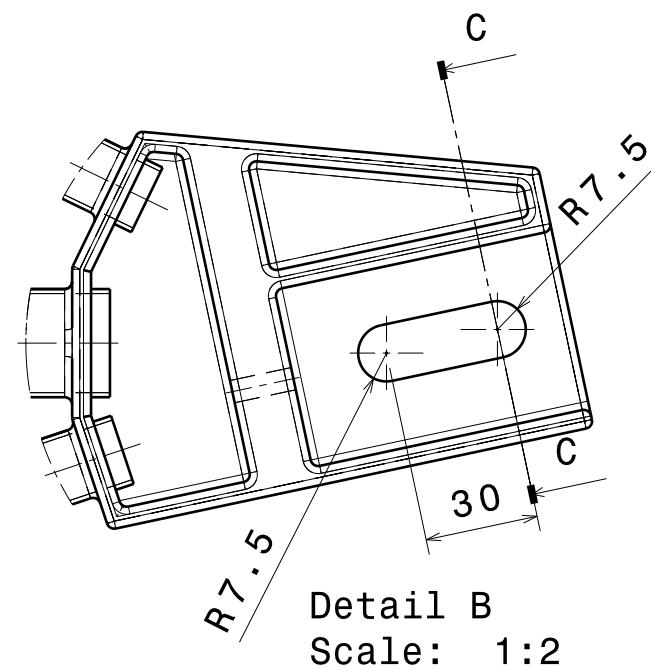
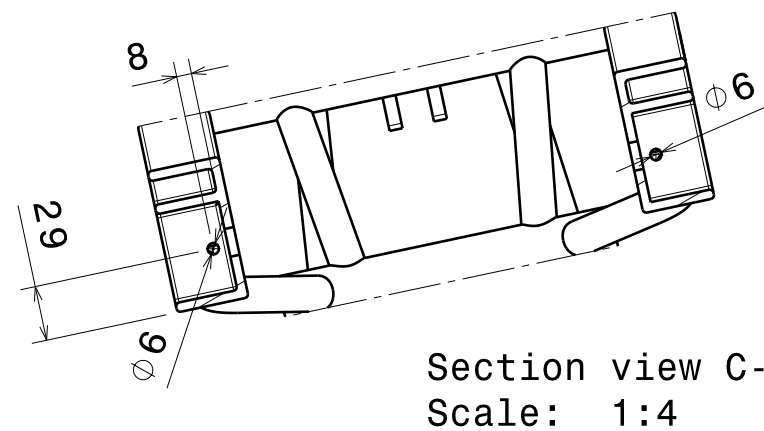
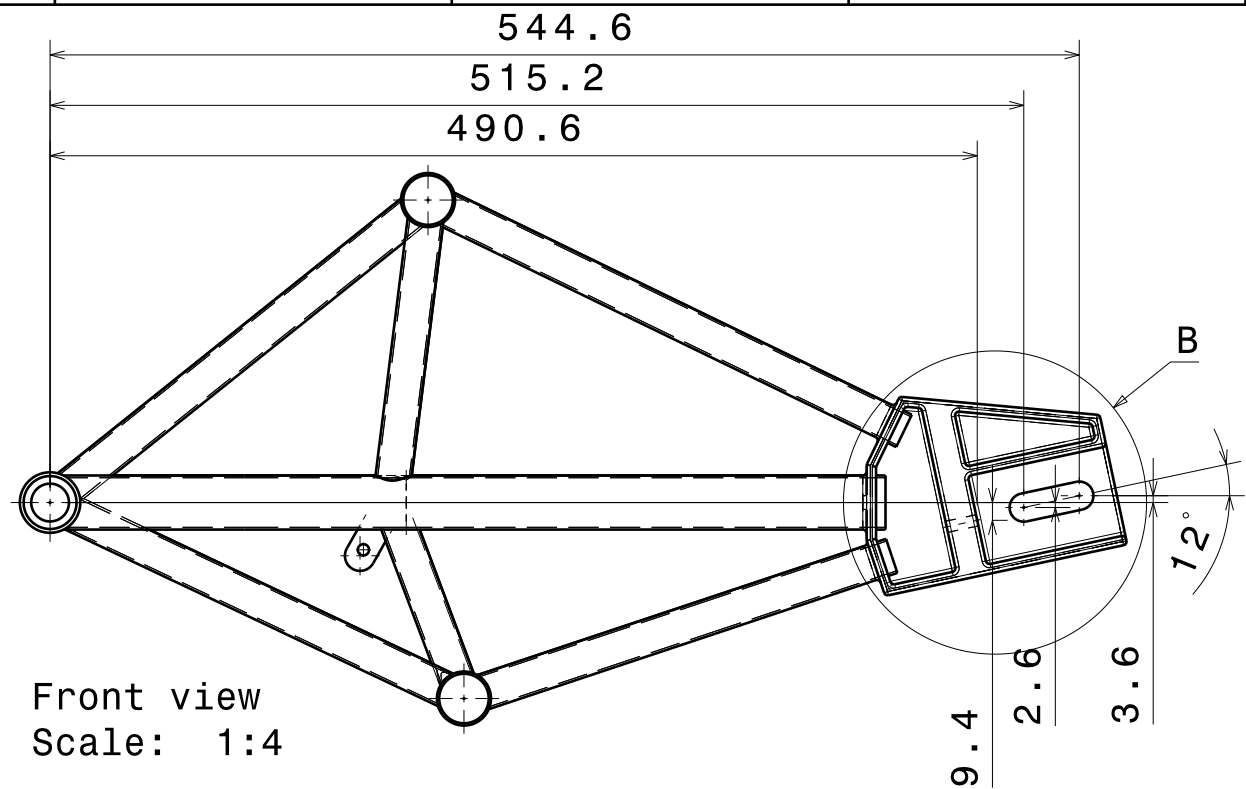
1


Combined needle roller bearings, needle roller/angular contact ball bearings, axial load, single direction

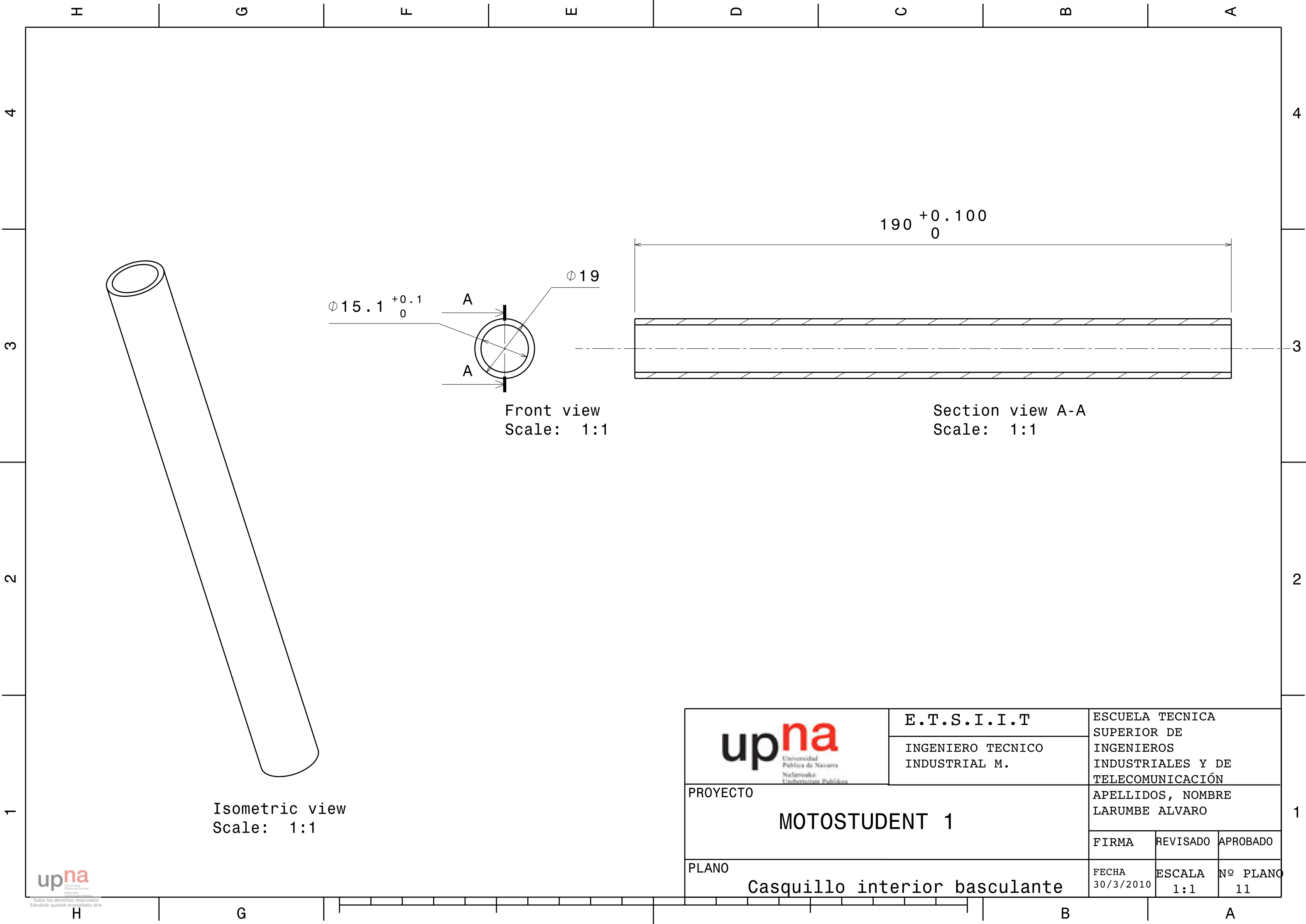



Principal dimensions			Basic load ratings				Fatigue load limits		Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	radial dynamic C	static C ₀	axial dynamic C	static C ₀	radial P _u	axial P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN				kN		r/min		kg	-
15	28	18	11,4	15,6	2,27	2,37	1,83	0,099	19000	22000	0,05	NKIA 5902





	E.T.S.I.I.T	ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PROYECTO		MOTOSTUDENT 1		
PLANO		MECANIZADO DEL BASCULANTE		
		FIRMA	REVISADO	APROBADO
		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:4	Nº PLANO 10



	E.T.S.I.I.T	ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1	FIRMA			REVISADO
	FECHA 30/3/2010			APROBADO
PLANO Casquillo interior basculante	ESCALA 1:1	Nº PLANO 11		

4

3

2

1

H

G

F

E

D

C

B

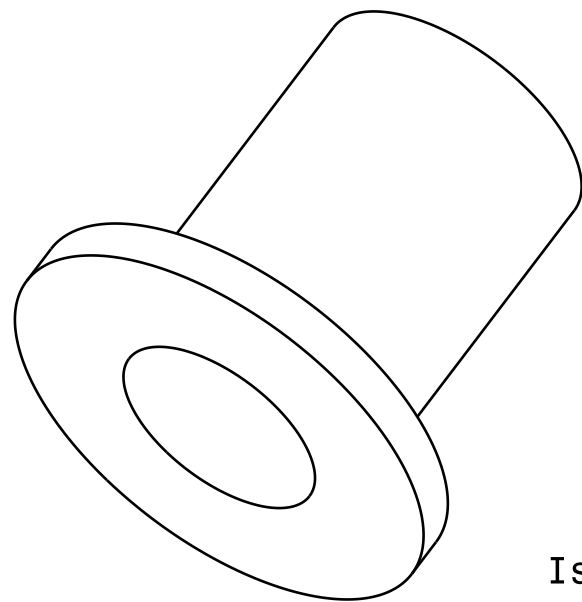
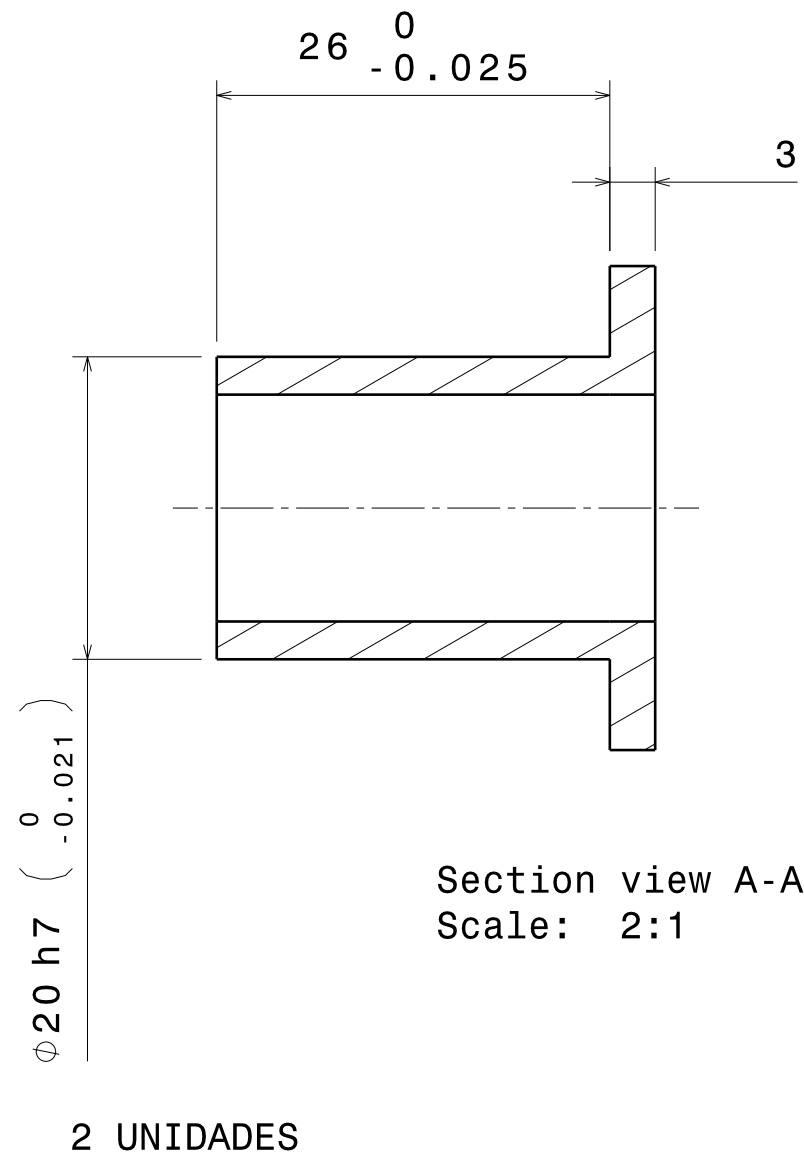
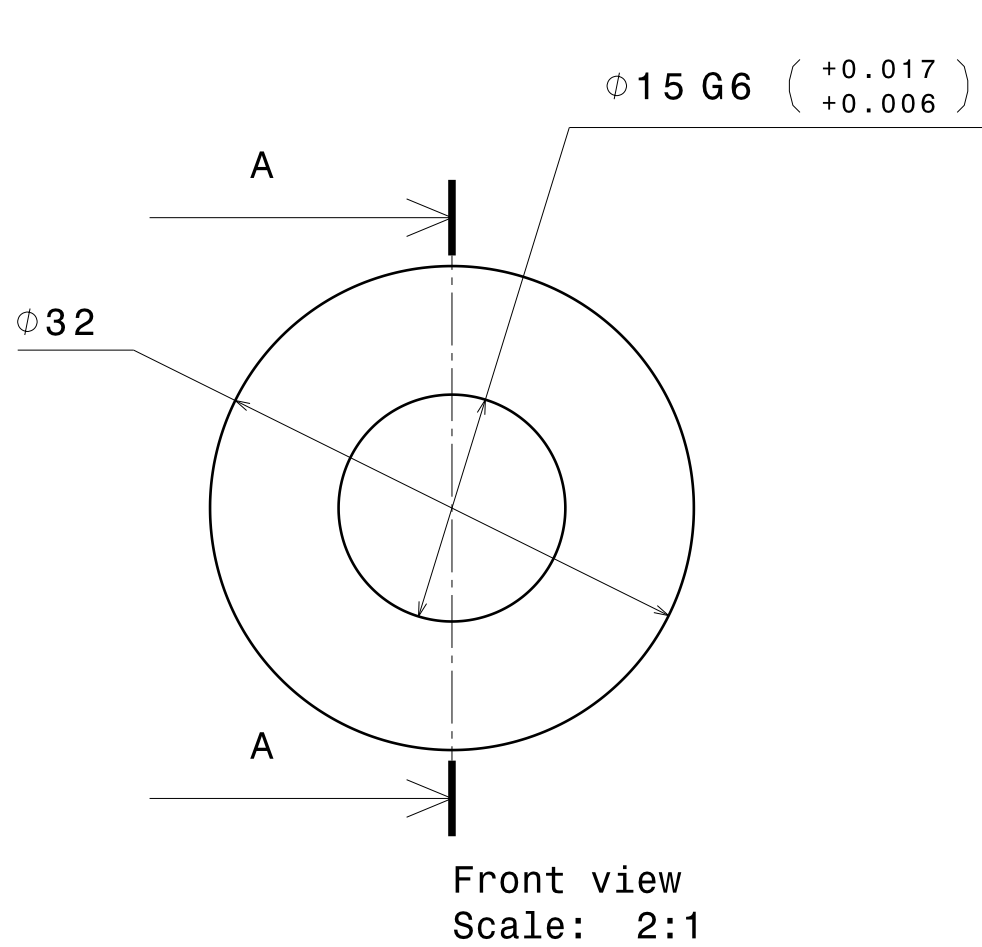
A

4


3

2

1



Isometric view
Scale: 2:1

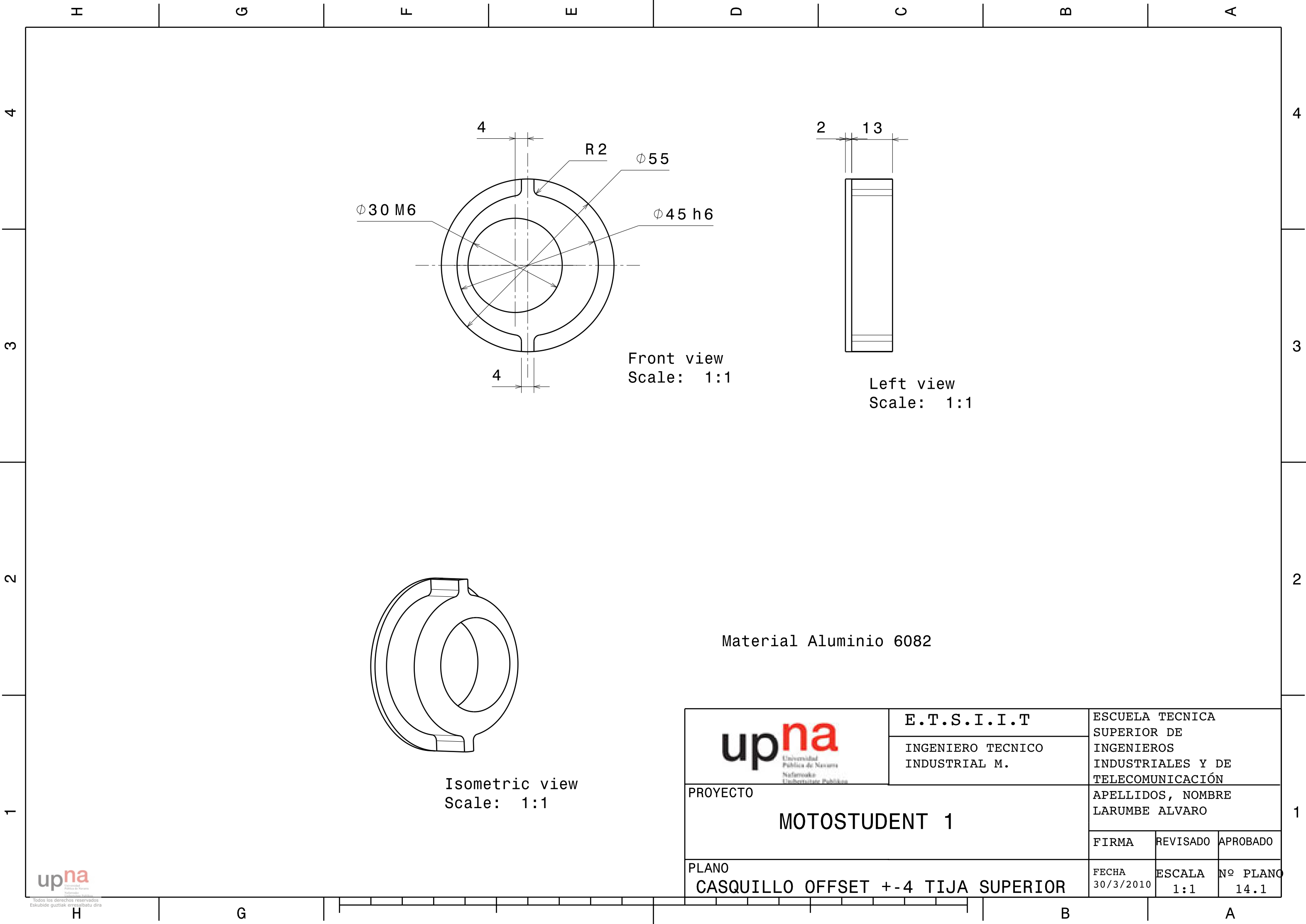
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO MOTOSTUDENT 1			APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
			FIRMA	REVISADO	APROBADO
PLANO Casquillo centrador basculante			FECHA 30/3/2010	ESCALA 2:1	Nº PLANO 12


H

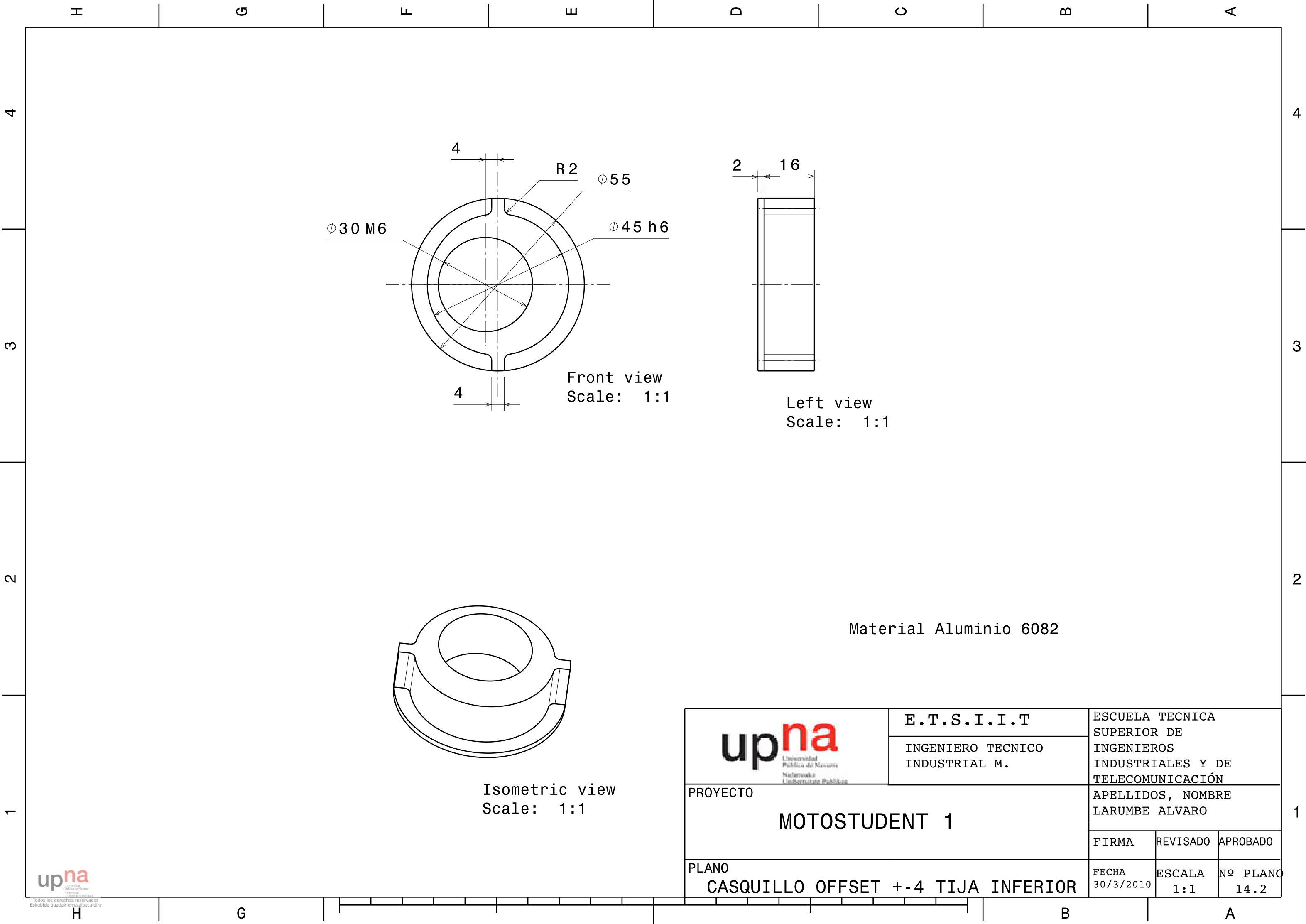
G


B

A



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE			
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN			
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO				
		FIRMA	REVISADO	APROBADO		
PLANO CASQUILLO OFFSET +-4 TIJA SUPERIOR		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 14.1		



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO OFFSET +-4 TIJA INFERIOR		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 14.2	

4

3

2

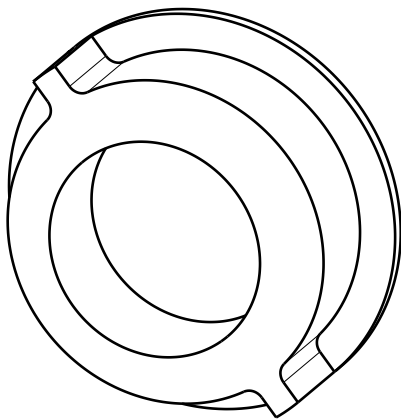
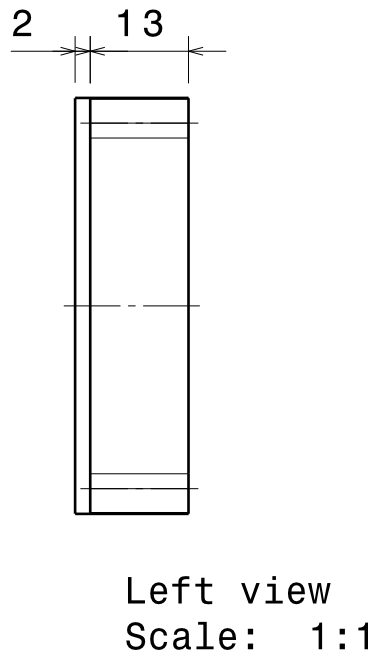
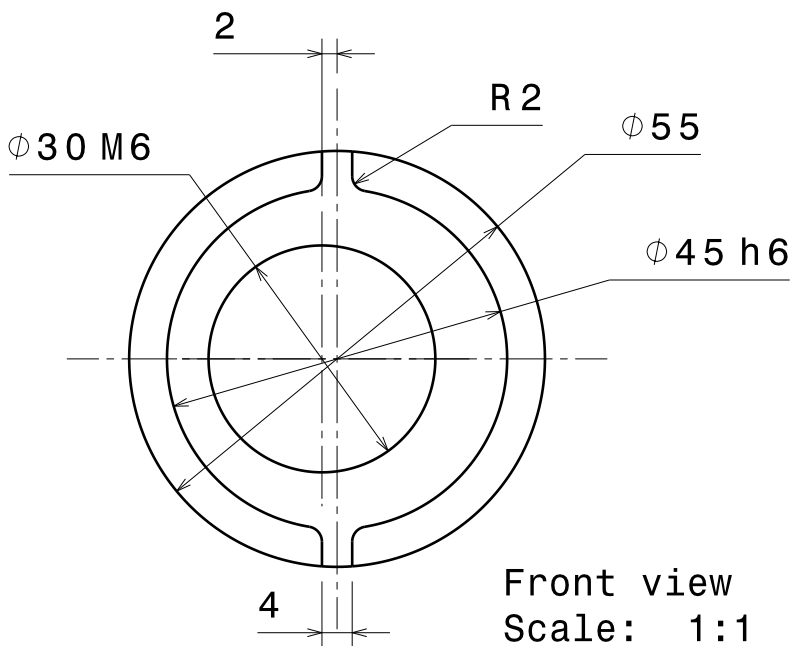
1

4

3


2

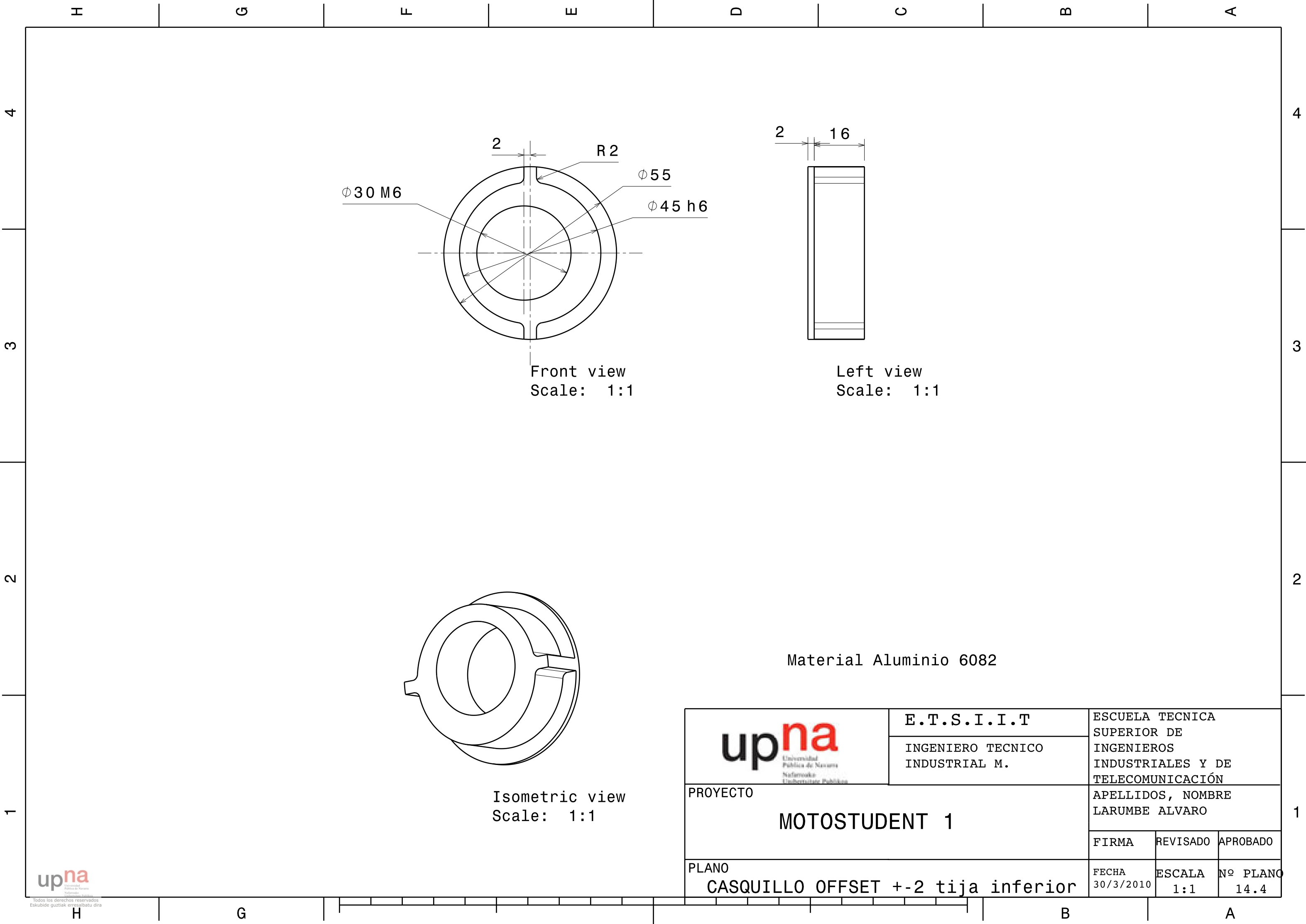
1




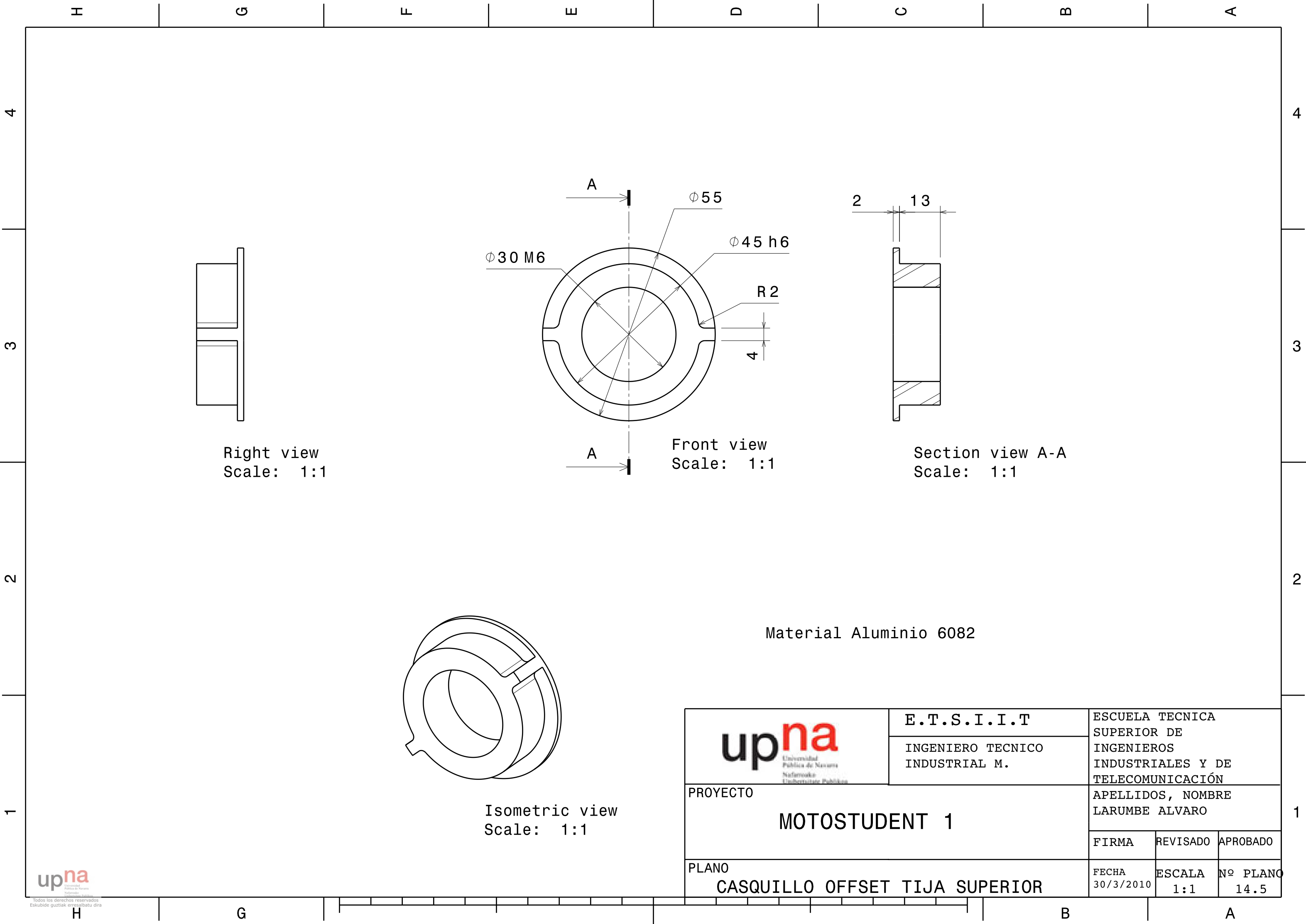
Isometric view
Scale: 1:1

Material Aluminio 6082

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO OFFSET +-2 tija superior		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 14.3	



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO OFFSET +-2 tija inferior		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 14.4	




Right view
Scale: 1:1

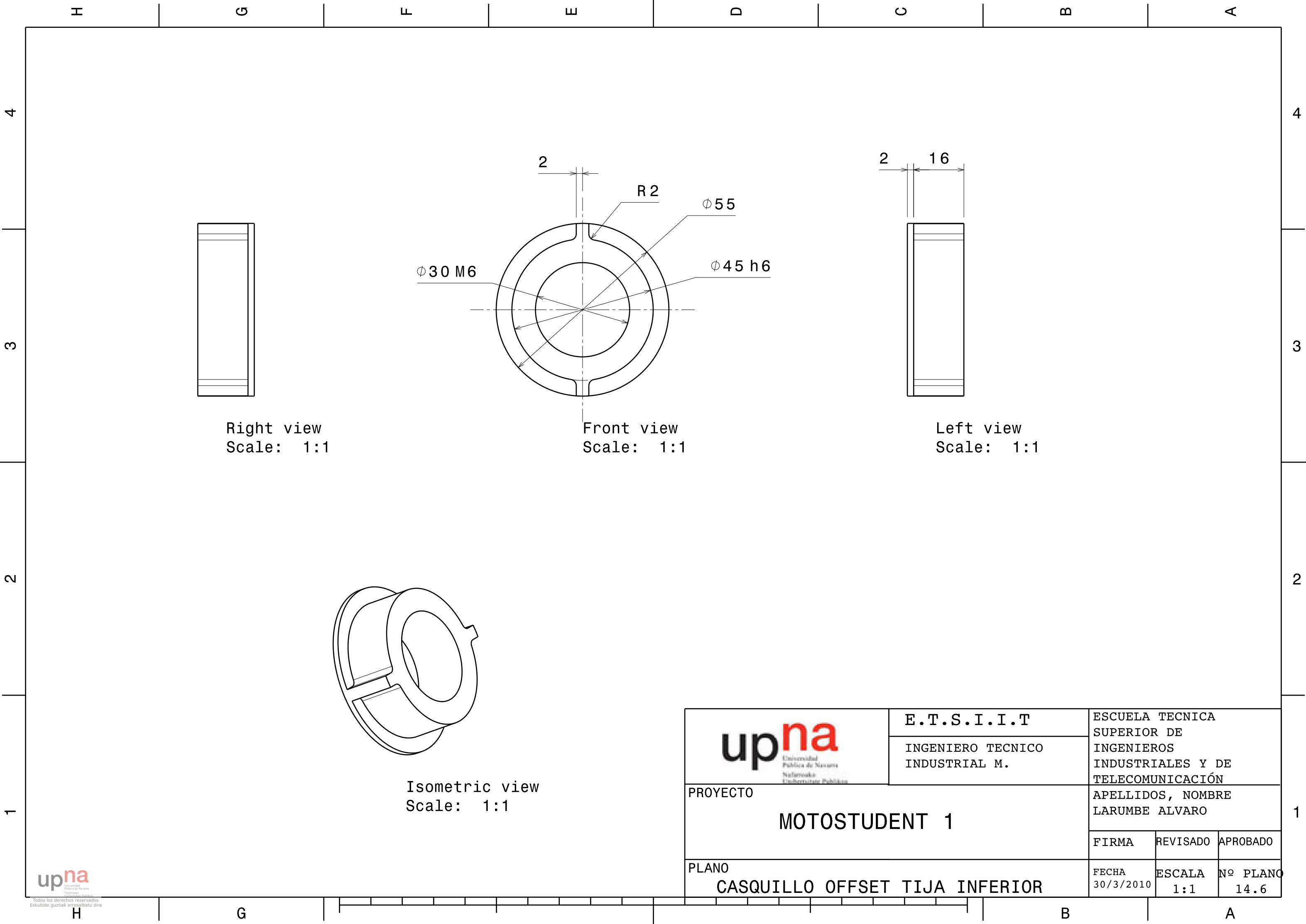
Front view
Scale: 1:1


Section view A-A
Scale: 1:1

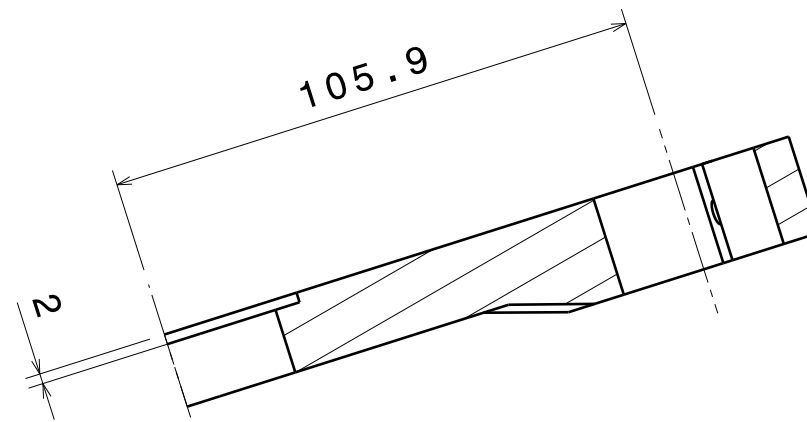
Isometric view
Scale: 1:1

Material Aluminio 6082

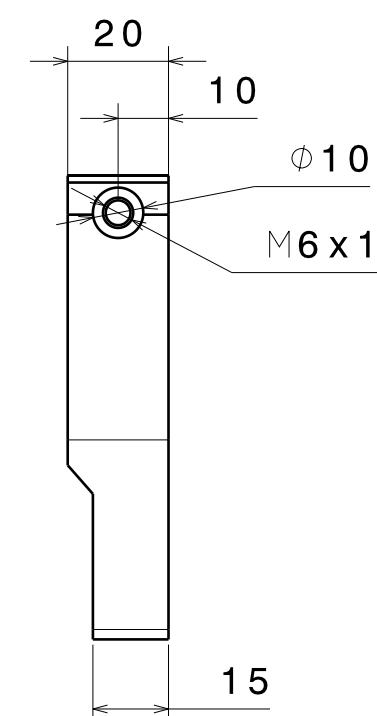
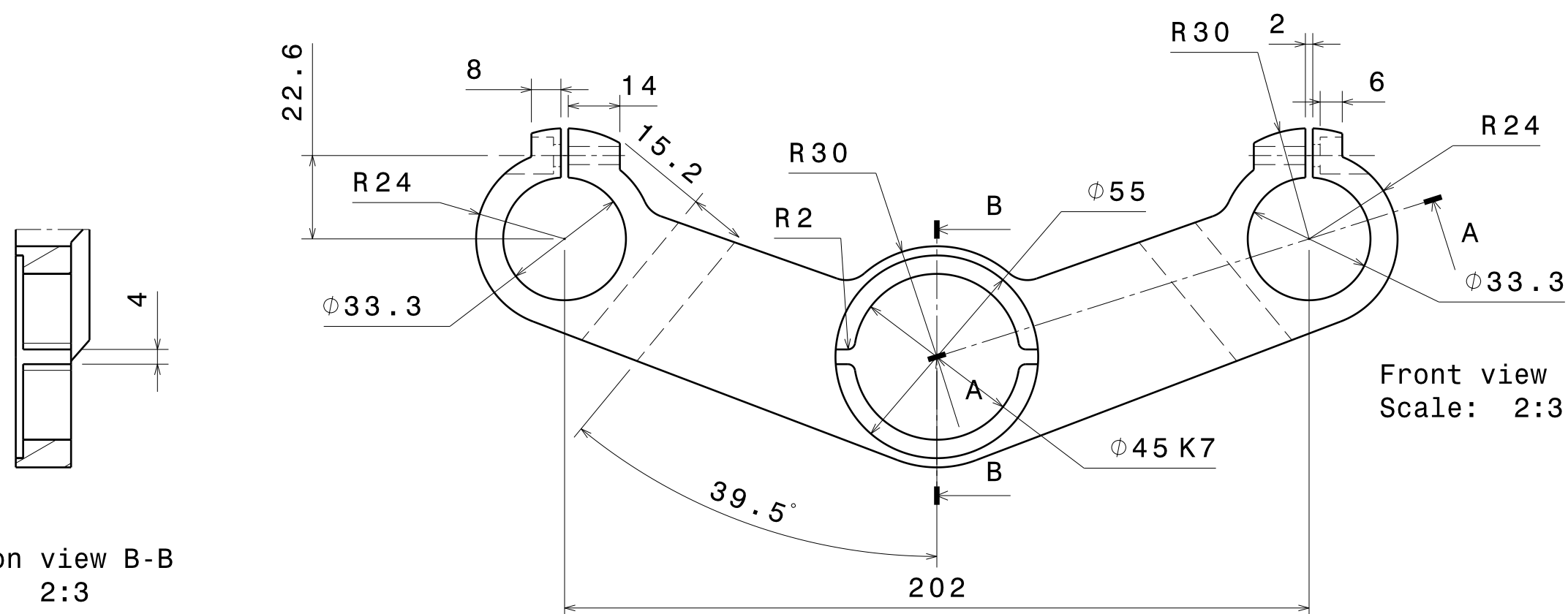
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO CASQUILLO OFFSET TIJA SUPERIOR		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 14.5	



 upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		FIRMA		REVISADO	APROBADO
		PLANO CASQUILLO OFFSET TIJA INFERIOR		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1

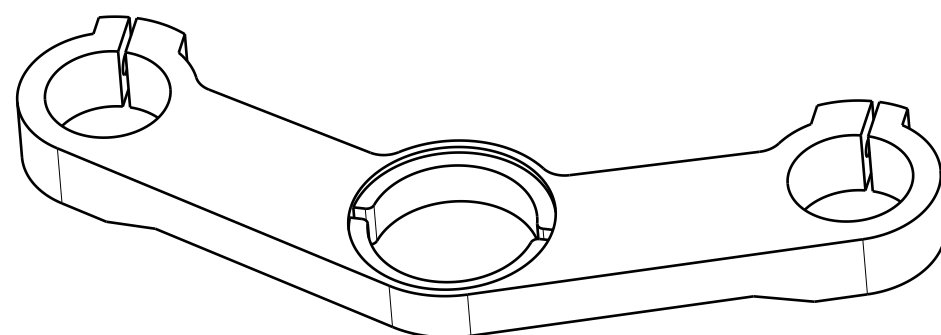


Section view A-A
Scale: 2:3




Left view
Scale: 2:3

Material Aluminio 6082
Rugosidad superficial interiores Ra=0,8



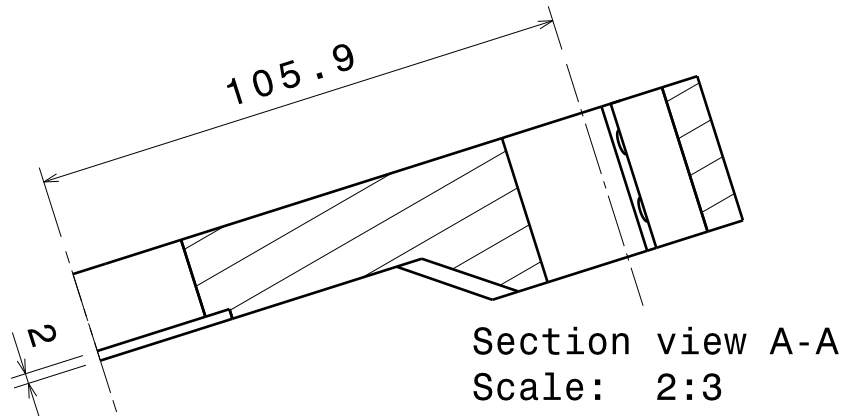
Isometric view
Scale: 1:2

	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO <div>MOTOSTUDENT 1</div>			APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
			FIRMA	REVISADO	APROBADO
PLANO <div>TIJA SUPERIOR</div>			FECHA 30/3/2010	ESCALA 2:3	Nº PLANO 15.1

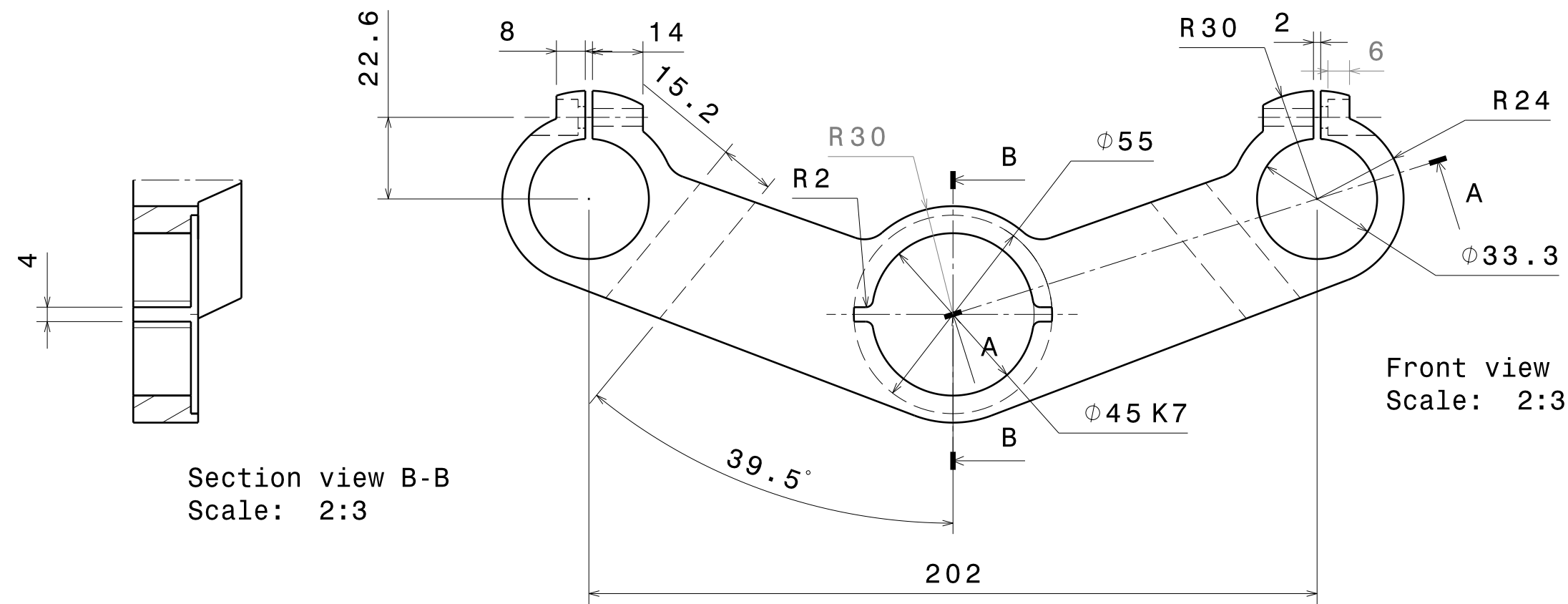
H G F E D C B A

4

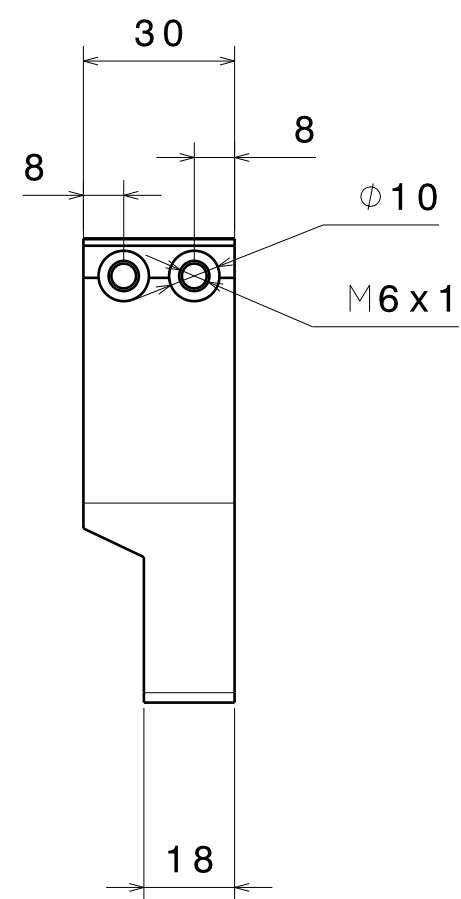
4



Section view A-A
Scale: 2:3

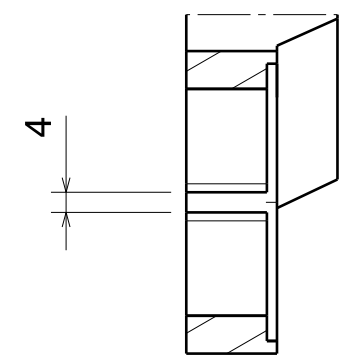


Front view
Scale: 2:3

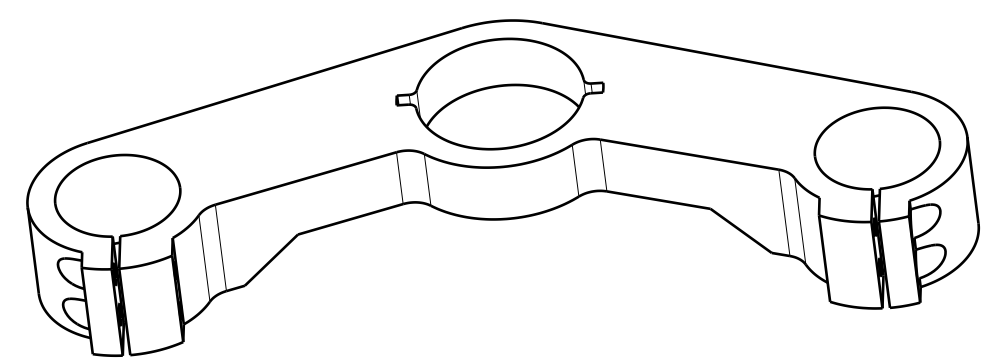


Left view
Scale: 2:3

Section view B-B
Scale: 2:3



Material Aluminio 6082
Rugosidad superficial interiores Ra=0,8



Isometric view
Scale: 1:2

<div><div><div>upna</div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div></div>	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO MOTOSTUDENT 1			APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
			FIRMA	REVISADO	APROBADO
PLANO TIJA INFERIOR			FECHA 30/3/2010	ESCALA 2:3	Nº PLANO 15.2

H G F E D C B A

1

1

2

2

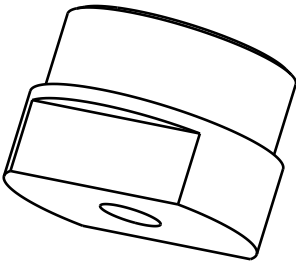
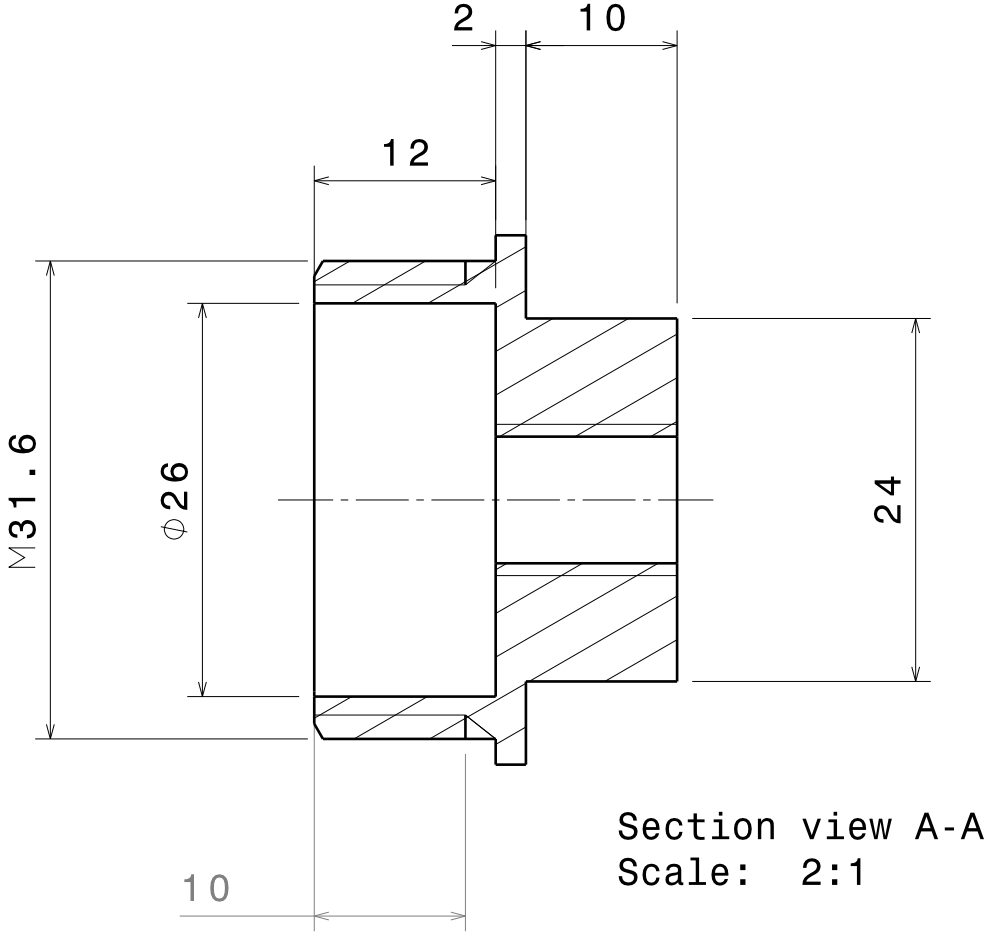
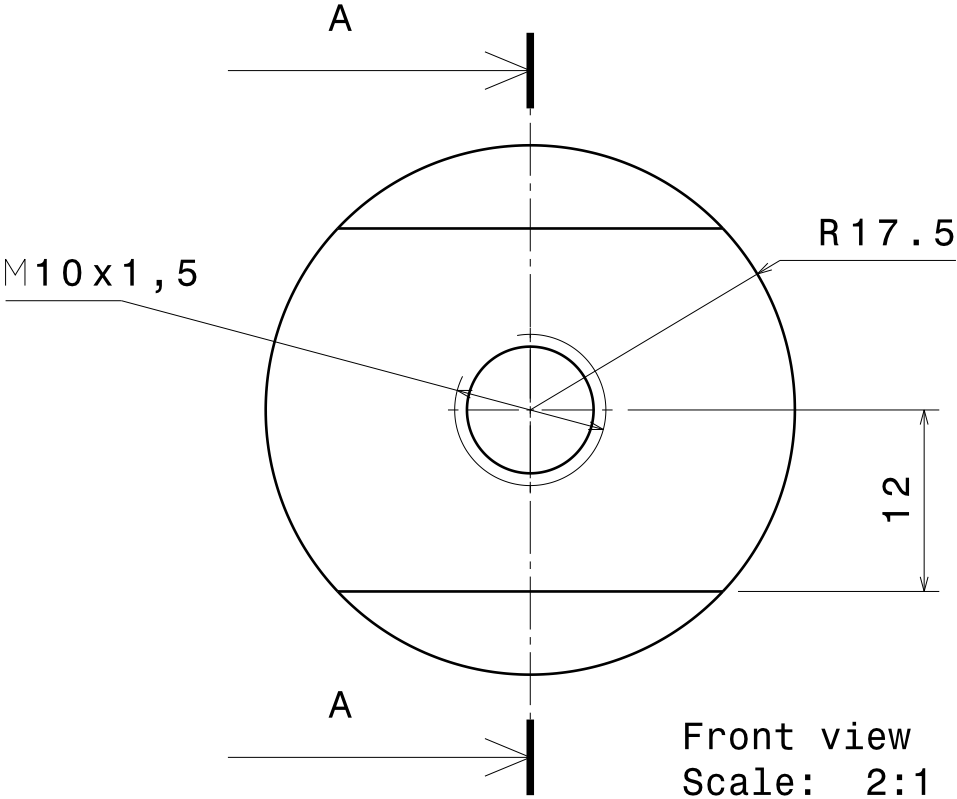
3

3

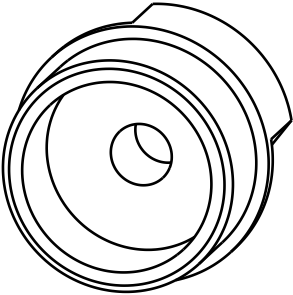
4

4


Nota: Profundidad de la
rosca M31.6 de 1mm



Isometric view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO			
		FIRMA	REVISADO	APROBADO	
PLANO TAPON HORQUILLA BOTELLA		FECHA 30/3/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 16	

4

3

2

1

H

G

F

E

D

C

B

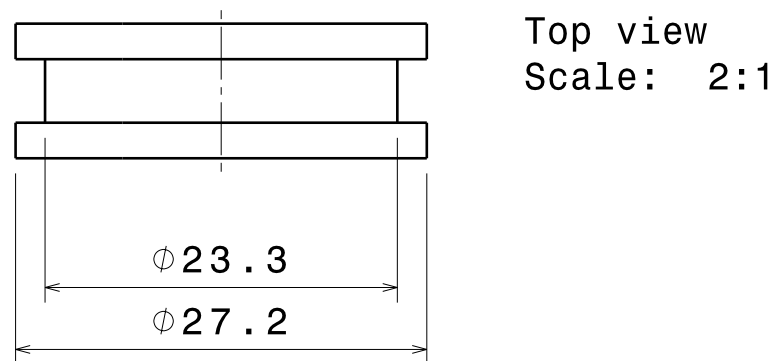
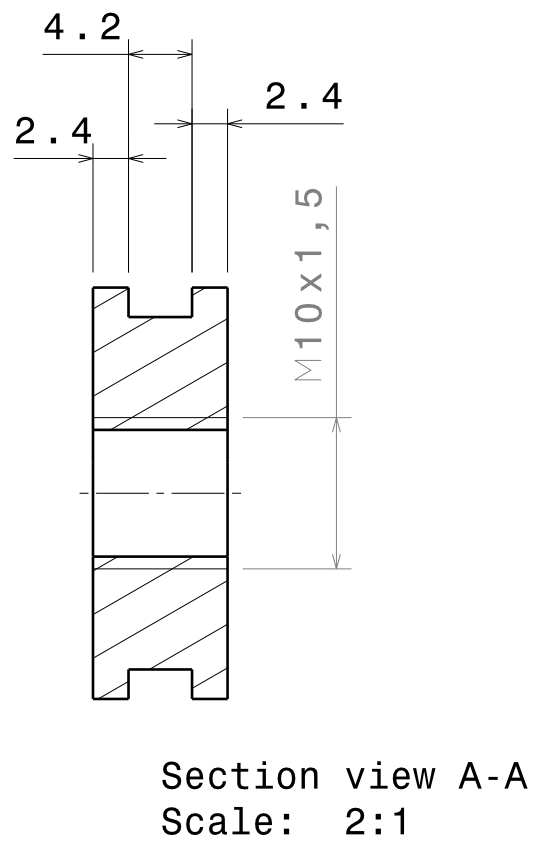
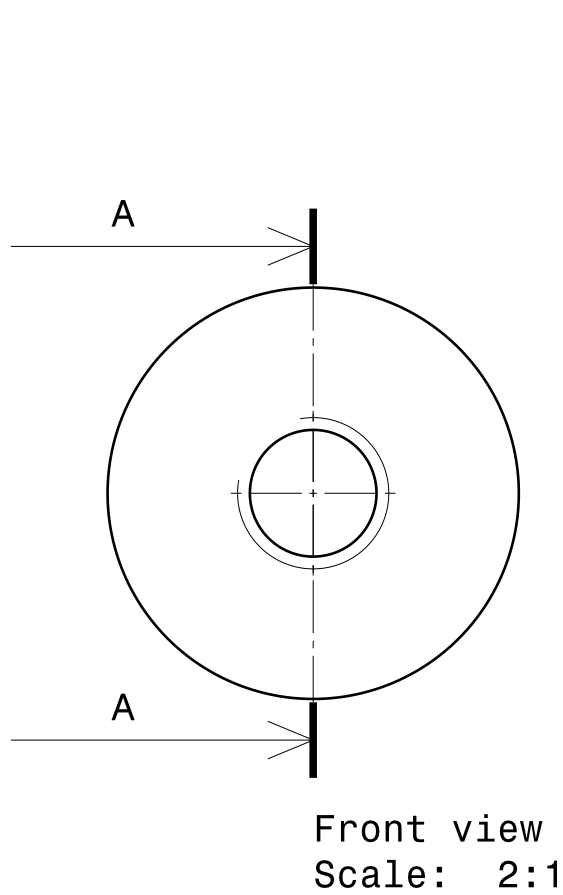
A


4

3

2

1



 upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		APELLIDOS, NOMBRE LARUMBE ALVARO		
PROYECTO MOTOSTUDENT 1		FIRMA		REVISADO	APROBADO
		FECHA 30/3/2010		ESCALA 2:1	Nº PLANO 17
PLANO MECANIZADO DEL CHASIS					

H

G

B

A

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento3

2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma4

3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO5

 3.1. Dimensiones.....5

 3.2. Pesos.....5

4. CICLISTICA6

 4.1. Bastidor6

 4.2. Suspensiones6

 4.2.1. Suspensión delantera6

 4.2.2. Suspensión trasera6

 4.3. Dirección.....6

 4.3.1. Diseño6

 4.3.2. Amortiguador de dirección7

 4.4. Sistema de frenos7

 4.4.1. Freno delantero.....7

 4.4.2. Freno trasero.....7

 4.5. Estriberas7

 4.6. Manillar7

 4.7. Basculante.....8

 4.8. Llantas y neumáticos.....8

 4.9. Protecciones para caídas.....8

5. CARENADOS9

 5.1. Restricciones dimensionales.....9

 5.2. Seguridad9

6. MOTOR.....10

 6.1. Tipo.....10

 6.2. Características.....10

 6.3. Cilindro10

 Caja de láminas: no se permite su modificación. En caso de rotura se permite el recambio original.10

 6.4. Culata10

 6.5. Cáster.....10

 6.6. Caja de cambios.....10

 6.7. Transmisión secundaria10

 6.8. Embrague10

 6.9. Acelerador11

7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE12

 7.1. Carburador / Inyección12

 7.2. Depósito de combustible12

 7.3. Conductos de combustible12

 7.4. Sistema de llenado12

 7.5. Tipo de combustible12

8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	13
8.1. Refrigeración interna del motor	13
8.2. Radiador	13
8.3. Líquidos refrigerantes.....	13
9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE	14
9.1. Conductos de admisión.....	14
9.2. Airbox	14
9.3. Sistemas de sobrepresión	14
10. SISTEMA DE ESCAPE	15
11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	16
11.1. Cableado	16
11.2. Conectores	16
11.3. Componentes	16
12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS	17
12.1. Centralita	17
12.2. Tablier.....	17
12.3. Otros sistemas electrónicos	17
13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS	18
14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES	19
15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS	20
15.1. Homologación del chasis	20
15.2. Verificación de cotas generales	20
15.3. Verificación de pesos	20
15.4. Verificación de ruidos	20
15.5. Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad	20
16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA	22
16.1. Números y fondos	22
16.2. Identificación frontal	22
16.3. Dorsales laterales.....	22
16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta.....	22
16.5. Nombre de la universidad	22
16.6. Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica.....	22
16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder	22
17. FIGURAS	24

1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento

Este documento contiene la normativa técnica reguladora de la competición denominada "Motostudent". El principal objetivo consiste en estandarizar y acotar el amplio abanico de posibilidades de construcción de un prototipo. De este modo todos los proyectos se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común. Así pues, se posibilita una competencia objetiva entre los participantes.

2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma

El objeto de la competición es un vehículo de dos ruedas a motor de combustión interna. Dicho vehículo será concebido para el pilotaje de un solo ocupante.

La motocicleta deberá ser un prototipo diseñado y construido para la competición. La especialidad son las carreras de velocidad.

3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO

3.1. Dimensiones

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

- ✓ La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares (o manillar en su caso) ha de ser de 450 mm. (Figura 1)
- ✓ El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento. (Figura 1)
- ✓ La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías. (Figura 2)
- ✓ Límite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero. (Figura 2)
- ✓ La distancia de los neumáticos a cualquier elemento de la motocicleta diferente de la rueda no podrá ser inferior a 15 mm. en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- ✓ La anchura máxima del asiento debe ser de 450 mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape. (Figura 3)

3.2. Pesos

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas deberá ser inferior a 90 kg. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición.

Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

4. CICLÍSTICA

4.1. Bastidor

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto en las siguientes consideraciones:

- ✓ No está permitido fabricar el chasis en titanio ni aleaciones de titanio.
- ✓ El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización. (Ver criterios de verificación)
- ✓ No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

4.2. Suspensiones

4.2.1. Suspensión delantera

El diseño de la composición del sistema de suspensión delantera es libre.

En el caso de uso de horquilla en la composición de la suspensión delantera se deberá utilizar la proporcionada por la organización solo autorizándose el cambio de las tijas.

La horquilla proporcionada por la organización no puede ser modificada estructuralmente. Solo está permitido el cambio de características de la horquilla con el cambio de la viscosidad del aceite hidráulico y muelles.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión delantera.

4.2.2. Suspensión trasera

El diseño de la composición del sistema de suspensión trasera es libre.

En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá utilizar el proporcionado por la organización.

El amortiguador proporcionado por la organización no puede ser modificado estructuralmente. Solo se permite el cambio del muelle.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión trasera.

4.3. Dirección

4.3.1. Diseño

En todo el recorrido de giro de la dirección no deberá existir ningún elemento que interfiera en una tolerancia de 30 mm entorno a los puños del manillar y accionamientos. El objetivo es evitar daños en las manos y dedos del piloto en caso de caída. (Figura 3)

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta. (Figura 3)

El ángulo de giro de la dirección deberá estar limitado con un tope a cada lado.

4.3.2. Amortiguador de dirección

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

4.4. Sistema de frenos

La motocicleta deberá disponer tanto de freno delantero como freno trasero.

4.4.1. Freno delantero

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas de freno y disco.

Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm.

4.4.2. Freno trasero

Deberá utilizarse el conjunto de freno trasero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas de freno y disco.

Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm.

4.5. Estriberas

Como requisito deberán tener protegidos los extremos con un tope de nilón de un radio mínimo de 8 mm.

Deberán disponer de protectores laterales para evitar que la bota del piloto pueda interferir con elementos móviles como cadena o neumático trasero.

4.6. Manillar

La anchura del manillar medida entre los extremos de los puños no podrá ser inferior a 450 mm. (Figura 1)

Las puntas del manillar deberán ir protegidas con un tope de nilón redondeado de un radio mínimo de 8 mm.

No está permitido el uso la de manillares o semimanillares contruidos en **materiales y/o ALEACIONES de comportamiento FRAGIL**.

Los soportes del manillar o semimanillares deberán estar diseñados con el fin de minimizar el riesgo de fractura en caso de caída. Se deberán utilizar radios mínimos de 2 mm en el anclaje para facilitar deformaciones sin fractura.

4.7. Basculante

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.

Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.

4.8. Llantas y neumáticos

La organización suministrará las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de ruedas.

Esta permitido el uso de protectores de nilón en los extremos del eje para posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al del eje utilizado.

Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm. No se consideren en esta medida posibles protectores de nilón.

4.9. Protecciones para caídas

Se aconseja el uso de topes de nilón para proteger la motocicleta en caso de caída. También se permite el uso de protectores de fibra para chasis y cárter de motor.

5. CARENADOS

5.1. Restricciones dimensionales

Todos los bordes y acabados del carenado han de ser redondeados. Radio mínimo 1 mm.

La anchura máxima del carenado será de 600 mm. (Figura 3)

Límite frontal: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

Límite posterior: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical posterior trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático trasero.

Lateralmente: El carenado no podrá cubrir lateralmente al piloto a excepción de los antebrazos (esta excepción solamente en posición de mínima resistencia aerodinámica del piloto). La llanta posterior no podrá cubrirse en más de 180°.

Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150 mm.

La utilización de guardabarros no es obligatoria.

El guardabarros delantero no podrá cubrir más de 135° de la circunferencia del neumático medido desde la parte posterior del neumático con origen del ángulo en la horizontal que pasa por el eje de rueda. En esos 135° las dimensiones del guardabarros son libres.

Esta permitido el uso de alerones como pieza del carenado. Deberán no superar la anchura del carenado o del colín ni superar la altura de los extremos del manillar. El radio mínimo será de 2 mm. Se permite el uso de dispositivos móviles aerodinámicos.

5.2. Seguridad

Todos los sobraderos de la motocicleta deberán redirigirse a un depósito de un mínimo de 250 cm³ de capacidad para evitar vertido de líquidos. (Sobradero de aceite cárter, depósito de gasolina, refrigerante).

6. MOTOR

Deberá utilizarse el motor proporcionado por la organización. El motor se entregará sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

6.1. Tipo

Motor monocilíndrico de 125 cm³ 2 tiempos con refrigeración líquida.

6.2. Características

Descritas en las hojas técnicas en la WEB.

6.3. Cilindro

Caja de láminas: no se permite su modificación. En caso de rotura se permite el recambio original.

6.4. Culata

No se permite el mecanizado de la culata para el uso de sensor de detonación.

6.5. Cáster

No se permite la modificación del mismo ni tan siquiera en sus anclajes externos.

6.6. Caja de cambios

Está prohibida la modificación de la caja de cambios en cualquiera de sus componentes. Tan sólo se permite la instalación de sensores para la adquisición de datos.

6.7. Transmisión secundaria

El tipo de transmisión es libre.

6.8. Embrague

La situación del accionamiento de la leva del embrague es libre con la restricción de que su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera puede estar rectificadas con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

6.9. Acelerador

El acelerador ha de ser de retorno automático de manera que se asegure su cierre en caso de que el piloto suelte el mismo.

7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE

7.1. Carburador / Inyección

El carburador es de libre elección. Se prohíbe el uso de carburadores cerámicos.

Está permitido el uso de sistemas de inyección de carburante adicionales al carburador y la programación electrónica de los mismos. (Sistemas “powerjet”)

7.2. Depósito de combustible

El respiradero del depósito de combustible deberá estar provisto de una válvula de retención. El respiradero deberá verter en el depósito de sobrantes de líquidos.

El depósito de carburante de cualquier tipo deberá ir relleno con material retardante de llama o disponer de otro depósito flexible interno de seguridad. En el caso de los depósitos “no metálicos” es obligatorio el uso de este segundo depósito adicional de goma o resina. El fin de esta vejiga de seguridad no es otro que impedir el derrame de carburante en caso de rotura del depósito.

Está prohibido presurizar el depósito de carburante.

El tanque de gasolina deberá ser calificado como “apto” por la organización antes de la realización de las pruebas en cumplimiento de las consideraciones anteriormente expuestas.

7.3. Conductos de combustible

Todos los conductos de combustible del depósito al carburador o sistema de inyección deberán estar provistos de racords estancos de seguridad. De manera que en caso de desprendimiento del depósito de la motocicleta sea el racord el que se desconecte y no otras uniones del conducto. Por tanto, para la apertura del racord la fuerza aplicada deberá ser, máximo, el 50% de la fuerza necesaria para desprender cualquier otra unión o rotura del material componente del conducto.

7.4. Sistema de llenado

El tapón del depósito de combustible deberá ser estanco y estar provisto de un sistema seguro de cierre que impida a posibilidad de desprenderse en caso de caída.

7.5. Tipo de combustible

El combustible será administrado por la organización y corresponderá a gasolina comercial de 98 Octnos.

El aceite para la realización de la mezcla será de libre elección.

Está prohibida la utilización de aditivos al carburante mejoradores del índice de Octano.

8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

8.1. Refrigeración interna del motor

No se permite la modificación del sistema de refrigeración interna del motor.

8.2. Radiador

El número, la situación, el tamaño y la composición de los radiadores son libres siempre y cuando cumplan con los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

8.3. Líquidos refrigerantes

Los líquidos refrigerantes utilizados podrán ser agua o refrigerantes comerciales.

9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE

9.1. Conductos de admisión

La composición, dimensiones y situación de los conductos de admisión de aire son libres siempre que éstas cumplan los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

9.2. Airbox

La composición, dimensiones y situación de las cajas de aire son libres siempre que éstas cumplan los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

9.3. Sistemas de sobrepresión

Está prohibido el uso de sistemas “turbo” para el aumento de presión de gases en la admisión. Únicamente se permite el aprovechamiento aerodinámico del movimiento del vehículo mediante el uso de tomas de aire y sistemas de airbox.

10. SISTEMA DE ESCAPE

El sistema de escape será de libre elección siempre que cumpla los requerimientos dimensionales generales de la motocicleta y la normativa sonora.

11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA

La composición de la instalación eléctrica deberá ser elaborada por cada equipo competidor. Esta prohibido el uso de una instalación comercial.

11.1. Cableado

El tipo de cable a utilizar, el diseño y la ejecución del mazo de cables son libres.

11.2. Conectores

El tipo de conectores es libre. Se deberá tener en cuenta la posibilidad del correcto funcionamiento eléctrico de la motocicleta en condiciones de lluvia.

11.3. Componentes

Se permite el uso de componentes comerciales. (bobinas, baterías, reguladores, conectores).

Todas las motocicletas deberán ir provistas de un botón de paro de seguridad en el lado izquierdo del manillar. Deberá estar indicado en color rojo para su fácil localización en caso de emergencia. Dicho botón de paro deberá cortar el suministro eléctrico a cualquier componente de la motocicleta.

12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS

12.1. Centralita

La centralita para la gestión electrónica será proporcionada por la organización (coste aparte) a los equipos que la requieran. Se permite la utilización libre de otras centralitas.

12.2. Tablier

El sistema de información utilizado en el tablier es libre.

12.3. Otros sistemas electrónicos

Está permitido el uso libre de otros sistemas electrónicos como cambio semiautomático, limitadores de vueltas, sistemas de información, limitadores de velocidad, control de servos...

13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Esta permitido el uso de sistemas de adquisición de datos relativos a parámetros de motor, dinámica de la motocicleta y comportamiento del piloto.

Se podrán utilizar sistemas comerciales o la adaptación de sistemas de otro tipo de vehículos.

Así mismo, se permite la utilización libre de todo tipo de sensores tanto de fabricación propia como reutilización de adaptaciones.

El software utilizado podrá ser comercial o de diseño propio.

14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES

Se permite el uso de elementos de adquisición comercial excepto los prohibidos explícitamente en este reglamento.

15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS

Para el control y verificación de vehículos se creará una ficha para cada prototipo. Este documento será relleno por los verificadores técnicos en la fase previa a la competición. Una vez contrastados todos los apartados se deberá dar la calificación de “apto” para poder participar en las diferentes pruebas. Tras la verificación se fijará un adhesivo de la organización comprobante de la aceptación del prototipo.

15.1. Homologación del chasis

La organización se reserva el derecho de verificar el chasis mediante una prueba previa a la competición. Se habrá de presentar previo a la competición un estudio teórico de cargas sobre el chasis.

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicarán dos tipos de carga no simultaneas. Una carga horizontal progresiva de 250 daN longitudinalmente a la motocicleta en los ejes de rueda delantera y otra vertical de 200 daN . No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

Introducir sistema y dibujo de anclaje a las bridas de la tija para aplicar carga sistema de medición.

15.2. Verificación de cotas generales

Se medirán y supervisarán las cotas generales de diseño estipuladas en este reglamento.

15.3. Verificación de pesos

Se acondicionará un centro de verificaciones y controles donde los participantes podrán verificar su vehículo.

Se podrá solicitar por la organización controles de pesos en cualquier fase de la competición.

Los controles se realizarán sobre el vehículo en orden de marcha con todos sus sistemas y componentes además de los líquidos necesarios para su uso.

Inicialmente se realizará una calibración del sistema de medida.

Se realizarán tres pesadas del vehículo y la media de los tres resultados será el valor asignado.

La tolerancia en la medida es 1 kg por debajo del mínimo.

15.4. Verificación de ruidos

El prototipo será analizado en un espacio abierto donde no existan obstáculos en un radio de 10 m.

El ruido ambiente no podrá ser superior a 90 dB/A en un radio de 10 m.

La medida se realizará a 50 cm del extremo del tubo de escape y en un ángulo de 45°.

La medida límite será de 113 dB/A.

La verificación se realizará a un rango fijo de revoluciones del motor 5000 rpm.

15.5. Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad

Se realizará una verificación completa de cada uno de los puntos referentes a seguridad de cada uno de los apartados descritos en este reglamento. Por encima de cualquier criterio técnico a nivel de prestaciones o

construcción del vehículo deberá prevalecer, como prioritario, la seguridad de los participantes. Para ello, todos los prototipos deberán cumplir los requisitos de seguridad en cualquier fase de la competición. De manera especial se hace hincapié en la verificación del vehículo tras haber sufrido un accidente con el fin de garantizar la seguridad del mismo.

16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA

16.1. Números y fondos

Las medidas mínimas de los números serán de 140 mm de alto por 30 mm de ancho.

Las medidas mínimas de los fondos serán de 275 mm de ancho por 200 mm de alto.

El color de los números deberá ser negro y el fondo blanco.

Al menos 25 mm entorno a los números deberán estar libres de otros grafismos.

16.2. Identificación frontal

La motocicleta deberá ser identificada con un dorsal frontal que permita una visualización clara del vehículo durante la competición.

16.3. Dorsales laterales

Del mismo modo se deberá identificar la motocicleta lateralmente con el dorsal asignado.

16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta

Cada prototipo deberá disponer de número de chasis grabado en el mismo para la identificación del mismo en cualquier situación.

16.5. Nombre de la universidad

En todos los prototipos deberá aparecer el nombre de la universidad o las iniciales en caracteres de un tamaño no inferior a 50 mm de alto por 30 mm de ancho.

16.6. Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica

Se deberá proveer al bastidor de un espacio mínimo de 70 mm de ancho por 40 mm de alto para la fijación del adhesivo de verificación de la organización. Si no directamente en el bastidor, se deberá habilitar una placa para la fijación del mismo.

16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder

Se deberá habilitar un espacio para la fijación del transponder y su soporte. Este espacio deberá ser de un mínimo de 120 mm de alto por 120 mm de ancho, 60 mm de fondo.

El espacio deberá estar localizado en la parte derecha del vehículo y en una posición protegida de posibles caídas.

No deberá existir obstáculo de interferencia en la línea entre el transponder y el receptor en el lugar de medición. La organización suministrará las características dimensionales del transponder así como el tipo de soporte.

Es responsabilidad del equipo la correcta fijación del transponder.

17. FIGURAS

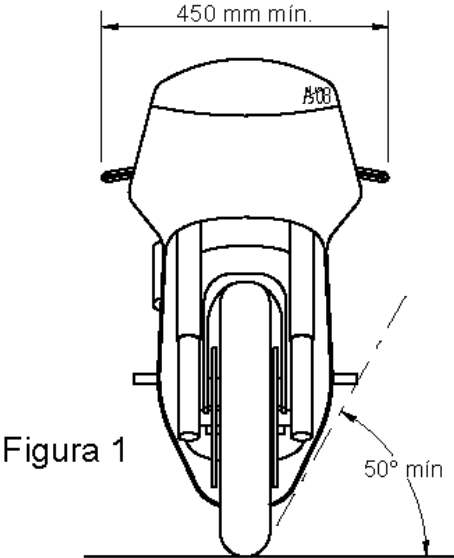


Figura 1

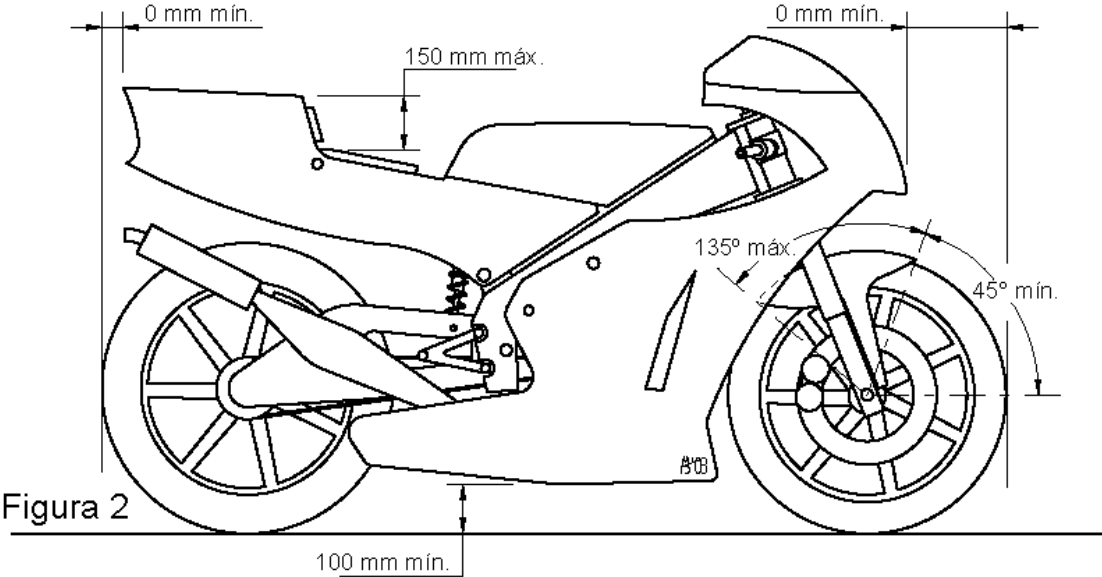


Figura 2

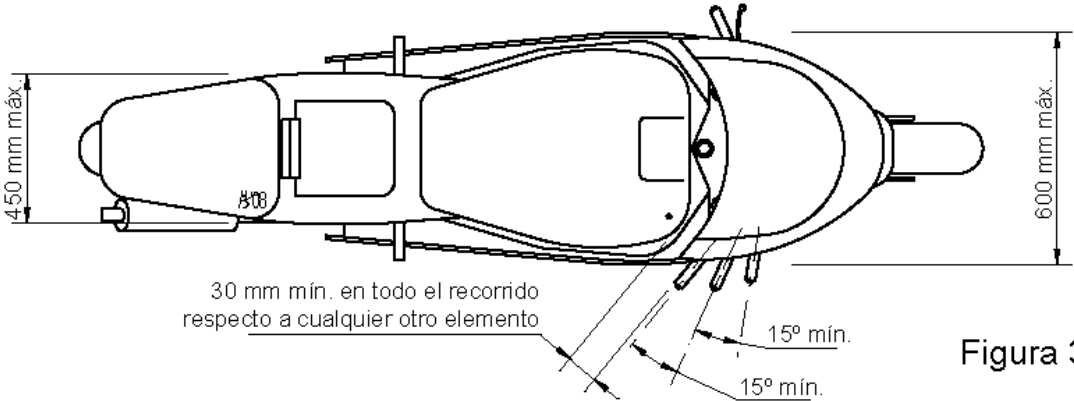


Figura 3

ÍNDICE

1. OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN2

2. FASES DE LA COMPETICIÓN3

3. CALENDARIO.....4

4. REGLAMENTO.....5

 4.1. Idiomas oficiales.....5

 4.2. Autoridades sobre el reglamento5

 4.3. Validez del reglamento.....5

 4.4. Conocimiento del reglamento.....5

 4.5. Cumplimiento del reglamento.....5

 4.6. Violación de las normas del reglamento5

 4.7. Impugnación a otros vehículos.....1

 4.8. Cambios en la reglamentación.....6

5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS7

 5.1. Requisitos individuales de los participantes.....7

 5.2. Requisitos de los equipos7

 5.3. ~~Mentor~~ e Tutor del equipo. Representantes oficiales de los equipos7

 5.4. Aspectos federativos7

 5.5. Seguros8

 5.6. Asistencia externa a los equipos Universitarios.....8

 5.7. Número de equipos participantes.....8

6. INSCRIPCIÓN9

 6.1. Cuotas de inscripción9

 6.2. Formalización de la inscripción9

ANEXO A: DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS.....10

 A.1. Fases previas a las jornadas competitivas10

 A.2. Fase MS110

 A.2.1. Demostración del prototipo.....10

 A.2.2. **Presentación** del proyecto industrial.....11

 A.2.3. Jurados11

 A.2.4. Premios.....11

 A.3. Fase MS2.....12

 A.3.1. Pruebas de seguridad en banco.....12

 A.3.2. Evaluación de prestaciones.....12

 A.3.3. Carrera.....12

 A.3. Premios13

1. OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN

La competición MotoStudent promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (en adelante MEF) es un desafío entre equipos universitarios de distintas UNIVERSIDADES españolas, europeas y del resto del mundo.

Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de pequeña cilindrada 125 cm³, 2 tiempos, que competirán con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, el equipo universitario debe considerarse integrado en una empresa fabricante de motos de competición, para desarrollar y fabricar un prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos dados. La competición en sí misma es un reto para los estudiantes, donde estos en un periodo de tiempo de tres semestres han de demostrar y probar su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo.

2. FASES DE LA COMPETICIÓN

Las motos serán juzgadas en unas series de eventos tanto estáticos como dinámicos, que incluirán: exposiciones orales y de “panel”, inspecciones técnicas, demostraciones dinámicas, etc. Para poder evaluar y puntuar los proyectos, la competición tendrá un proceso de selección por fases.

Para que las motos y proyectos entren en competición o concurso deberán cumplir los requisitos previos de resistencia seguridad y funcionamiento indicados en el reglamento técnico.

Los equipos, que superen estos requisitos, competirán en la fase MS1 en la cual se evaluará el proyecto bajo el punto de vista industrial con especial atención a aspectos estéticos, técnico y económico. Esta evaluación, con sus criterios, jurado y premios se indican en el ANEXO a este documento.

Las motos que superen estas pruebas participarán en la fase de pruebas dinámicas denominada MS2.

Estas pruebas consistirán en una evaluación de cualidades de pilotaje efectuadas por probadores expertos. Para la valoración final se desarrollará una carrera en la que los participantes serán pilotos federados de copas de promoción, seleccionados por la organización. Las pruebas y su valoración se encuentran definidos en el ANEXO mencionado.

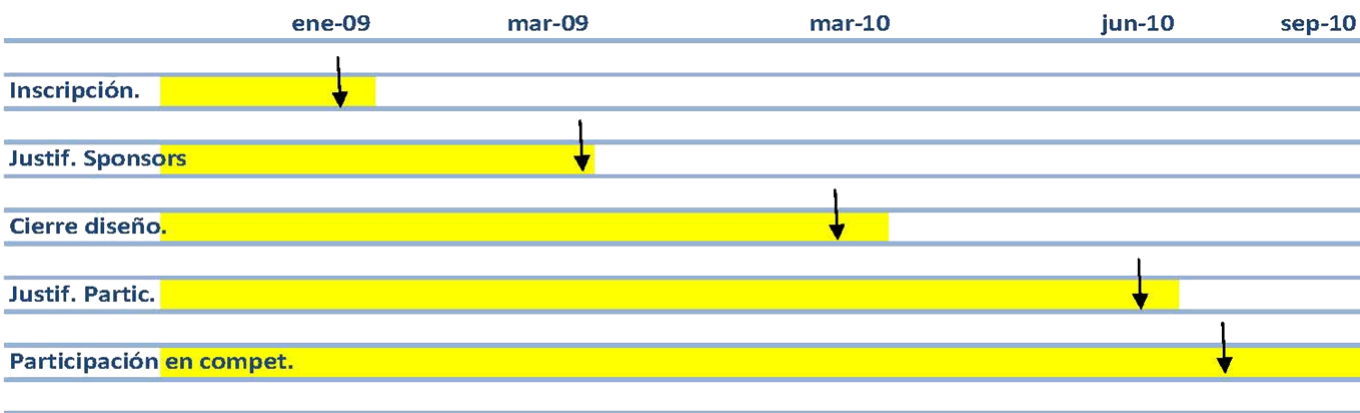
Niveles a superar por los equipos participantes:

	Excluyente	Puntuable
Requisitos mínimos	Si	No
Fase MS1 (Proyecto)	Si	Si
Fase MS2 (Seguridad)	Si	No
Fase MS2 (Pruebas dinámicas)	Si	Si
Fase MS2 (Carrera)	Si	Si

Todos los equipos participantes para ser evaluados en cualquiera de las categorías deben superar el nivel mínimo tanto en MS1 como en MS2, es decir ningún equipo puede fijarse como objetivo participar en una sola de las categorías ya que este hecho conculca el espíritu mismo de la competición.

3. CALENDARIO

El Calendario de la competición tiene una serie de fechas claves para los distintos equipos participantes y que deben cumplir con objeto de que entren en la evaluación final de la competición ya que se trata de desarrollar no solo un prototipo sino un proyecto de Ingeniería.



4. REGLAMENTO

4.1. Idiomas oficiales

Los idiomas oficiales de la competición MotoStudent serán español e inglés. La entrega de documentación, exposiciones públicas e información relativa a la competición será aceptable en ambos idiomas.

4.2. Autoridades sobre el reglamento

El reglamento de MotoStudent es de responsabilidad única de la fundación MEF. Cualquier comunicado oficial que parta de Moto Engineering Foundation se ha de considerar como parte y ha de tener la misma validez que el reglamento aquí publicado.

Las ambigüedades o cuestiones concernientes al significado o intenciones de este reglamento serán resueltas por la fundación MEF. Todas estas cuestiones, formularios de consulta, etc., se encontrarán disponibles, para los equipos participantes, en una base de datos preparada a tal efecto en la web. de MEF. Así mismo quedarán correspondientemente archivadas las consultas y respuestas en una estructura informática dispuestas a nivel general o a nivel particular para cada equipo.

4.3. Validez del reglamento

El reglamento de MotoStudent publicado en la web de la MEF y fechado en el calendario de la competición, serán las normas que tendrán efecto para cada una de las ediciones.

4.4. Conocimiento del reglamento

Se hace responsable a los equipos de la lectura y conocimiento del reglamento y sus normas para la competición a la que se presentan. El reglamento de la competición incluye no solo este reglamento base sino todos los anuncios oficiales que sean publicados en la web. de la competición motostudent.com.

4.5. Cumplimiento del reglamento

Al entrar en la competición, los equipos universitarios, tanto sus miembros individuales, los tutores de cada universidad, y cualquier otro personal adscrito al equipo universitario estarán sujetos al cumplimiento de las normas reflejadas por el reglamento y/o anunciadas por la MEF. Todos los equipos, tutores universitarios y representantes universitarios deben cooperar y seguir las instrucciones de organizadores y jueces de la MEF.

4.6. Violación de las normas del reglamento

La violación intencionada de las normas y reglas aquí expresadas supondrá la expulsión de la competición sin opción a la reclamación en caso de que se pruebe que fue intencionada y esté demostrada. Cualquier cuestión, duda o comentario se deberá remitir al comité organizador del evento según proceda.

4.7. Impugnación a otros equipos

El Comité Organizador de la prueba se reserva el derecho, en cualquier momento de la competición, de inspeccionar y examinar las actividades de los equipos en competición. Cualquier aspecto detectado en la inspección que vulnere los principios de la competición puede llevar aparejado al equipo correspondiente a verse apartado de la competición. Cualquier equipo puede impugnar a otro equipo participante en el caso de observar anomalías. No obstante, deberá presentar una fianza previa a la reclamación que será devuelta por la organización en caso de que la reclamación prospere. “La cuantía de la fianza” será fijada por la organización.

El Comité Organizador de la prueba se reserva el derecho, en cualquier momento de la competición, de inspeccionar y examinar las actividades de los equipos en competición. Cualquier aspecto detectado en la inspección que vulnere los principios de la competición puede llevar aparejado al equipo correspondiente a verse apartado de la competición. Cualquier equipo puede impugnar a otro equipo participante en el caso de observar anomalías. Las impugnaciones deberán obligatoriamente presentarse por escrito, indicando el artículo del reglamento que se considera violado, con pruebas suficientes para su verificación. Adicionalmente, deberá presentarse una fianza simultáneamente a la reclamación que será devuelta por la organización en caso de que la reclamación prospere. “La cuantía de la fianza” será fijada por la organización y podría llegar según el caso a la cuantía del primer premio.

4.8. Cambios en la reglamentación

El Comité Organizador se reserva el derecho de revisar el calendario de la competición y/o modificar el reglamento de la competición en cualquier momento y usando cualquier medio que haga mas eficiente la difusión de las mismas para el evento de MotoStudent, quedando registrado en la página web de la competición.

5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS

5.1. Requisitos individuales de los participantes

La competición pretende, como aspecto fundamental ser un vehículo de formación complementaria para los estudiantes. La competición es puramente de ingeniería y no un campeonato de velocidad por estas consideraciones la elegibilidad esta limitada a estudiantes universitarios de grado o postgrado.

Para pertenecer a un equipo inscrito en la competición los alumnos deben estar matriculados en una Universidad Pública o Privada. Estos deben estar matriculados en un grado o postgrado. Como mínimo, tienen que haber superado el 50% de los créditos de su carrera de grado universitario. Se establece una edad mínima de 18 años para los miembros integrantes del equipo.

5.2. Requisitos de los equipos

Los equipos y los miembros que lo integran, registrados en la competición serán considerados como “participantes de la prueba” desde su inscripción, hasta la conclusión del evento. Cada equipo tendrá un mínimo de 7 participantes y un máximo de 15. Todo equipo universitario participante en MotoStudent deberá llevar como parte de su identificación el nombre de la Universidad o Centro Universitario a la que pertenece.

A su vez también pueden colaborar en la fase de desarrollo con el equipo otros centros Formativos como por ejemplo Centros de Formación de Educación Secundaria que por especiales características de equipamiento pueden complementar a la Universidad participante Sin embargo en las jornadas de Competición solamente podrán acceder a los distintos parques de trabajo los alumnos inscritos oficialmente.

Hasta seis meses (semestre académico) antes de la celebración de las pruebas será posible modificar la composición del equipo, siempre que un mínimo del 60% de sus componentes pertenezca al equipo inicial inscrito. En ningún caso se podrá reducir el número de componentes, es decir, en las modificaciones de la composición sólo se podrá sustituir o añadir participantes. Estas modificaciones deberán comunicarse puntualmente a la Organización. Las sustituciones no conllevan gasto adicional.

5.3. Tutor del equipo. Representantes oficiales de los equipos

Cada equipo debe nombrar un tutor de la universidad, siendo este un profesor de Universidad o personal técnico de la misma. Así mismo dicho tutor deberá acompañar al equipo de estudiantes a la competición y será considerado por los organizadores de la competición como el representante oficial del equipo de la universidad.

El tutor junto con el alumno Delegado, alumno elegido por los estudiantes, serán los responsables de mantener el contacto con la Organización y serán los únicos representantes oficiales de los equipos reconocidos por la Organización.

5.4. Aspectos federativos

Al ser pruebas de ingeniería y no de velocidad, los equipos no tendrán como requisito la necesidad de demostrar que algunos de los integrantes tengan licencias federativas expeditas por la autoridad competente, más

aun, cuando las pruebas dinámicas serán realizadas por pilotos externos a los equipos y elegidos por la organización.

5.5. Seguros

Las universidades inscritas deberán integrar el trabajo realizado en el currículum formativo de forma y manera que esta competición entre dentro de las actividades QUE CUBRE EL SEGURO escolar. No obstante, cada equipo tendrá un seguro privado como garantía ante cualquier accidente que se pudiera presentar y que cubrirá a cada uno de sus integrantes.

5.6. Asistencia externa a los equipos Universitarios

La involucración de Profesores y Técnicos de las Universidades, así como de Técnicos del Sector para el desarrollo de la actividad de los alumnos es de facto imprescindible y deseable para la competición. No obstante, es preciso recordar en este punto que el espíritu de la competición es fortalecer las habilidades de los estudiantes y ofrecer un marco para ello es también responsabilidad de todos. Por ello es preciso remarcar que se valorará como aspecto principal en el proyecto la demostración de que sean los propios estudiantes los que lleven a cabo las tareas y acciones directas en la construcción del prototipo.

5.7. Número de equipos participantes

El número máximo de equipos participantes en la edición 2009-10 se establece en 30 equipos.

Por Universidad pueden presentarse más de un equipo. Cada equipo solo puede presentar un proyecto y prototipo.

6. INSCRIPCIÓN

6.1. Cuotas de inscripción

La cuota de inscripción se establece en 350€ más IVA por estudiante integrante del equipo.

Las tasas de inscripción deberán ser abonadas a la organización de MOTOSTUDENT antes de finalizar el primer mes de Enero de la competición, que se establece con carácter bianual.

Las tasas de inscripción no serán reembolsables.

La inscripción da derecho a los alumnos inscritos a participar en el desarrollo de la competición y a los materiales y servicios que la organización pone a disposición de los equipos. Estos materiales o componentes se indican en el reglamento técnico.

6.2. Formalización de la inscripción

En la fase de constitución de los equipos se enviara a la Organización una página de preinscripción que figura en la página principal de la pagina web de motostudent. En ella se indican los estudiantes que inicialmente van a formar parte del equipo con datos de contacto e identificación.

Todos los miembros del equipo participante deberán aportar, en el momento de la inscripción o registro, los documentos que a continuación se detallan y, así mismo, proveer de datos de contacto para situaciones de emergencia.

La inscripción se formalizara rellenando los documentos que se encuentran en la pestaña de equipos /winchill de la pagina web motostudent.

- ✓ Doc MS_2009-01. Miembros del equipo.
- ✓ Doc MS-2009-02. Constitución del equipo.
- ✓ Doc MS_2009-03. Carta de oficialización del equipo.
- ✓ Doc MS_2009-04. Imagen copia de ingreso.
- ✓ Doc MS_2009-05. Imagen copia de seguro.
- ✓ Doc MS- 2009-06. Solicitud de sistema CAD.

Una vez los equipos hayan presentado la documentación indicada la organización les adjudicara su correspondiente código contraseña de forma que puedan acceder a su dominio particular en que el que se encontrará la información técnica digital correspondiente a los componentes suministrados.

ANEXO A: DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS

Como se ha indicado anteriormente los equipos participantes tendrán que someterse a una serie de pruebas sucesivas eliminatorias agrupadas en dos fases MS1 y fase MS2.

A.1. Fases previas a las jornadas competitivas

Como se ha descrito en las informaciones de la competición, con objeto de que la misma tenga realmente carácter industrial se establecen unas fechas límite para una serie de actuaciones previas a las jornadas de competición.

- ✓ Presentación de justificación de patrocinadores. En la que los equipos participantes deben justificar de forma clara que empresas e instituciones sufragan la construcción del prototipo. Se formalizara a través del formulario en la página web y esta justificación debe presentarse antes del 1 de Abril del 2009. Tras esta justificación, al mes siguiente los equipos recibirán los componentes reglamentarios.
- ✓ Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Marzo del 2010 los equipos participantes presentaran a la organización información gráfica de detalle del chasis y basculante o equivalente con cotas principales que será guardada por la organización. Esta información debe permitir a los jurados sin manipulación informática alguna verificar los futuros prototipos. La organización fija como formato específico documentos pdf de los planos de conjunto y/o detalle con tamaño máximo A3. Esta documentación solo será analizada por los jurados en las jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información gráfica. Como es lógico se pueden aceptar modificaciones pero no de carácter sustancial.

El incumplimiento de estos hitos acarrea la separación de la competición.

A.2. Fase MS1

La fase MS1 es una fase demostrativa en la que los equipos participantes deberán mostrar y explicar el prototipo realizado y el proyecto de industrialización del citado prototipo.

A.2.1. Demostración del prototipo

Los grupos presentarán un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforma los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.

Los equipos pueden disponer de los elementos de recambio (cualquier componente o parte de la moto) que consideren oportunos. Estos recambios deberán ser presentados a la organización simultáneamente con el prototipo para su verificación, validación y sellado. La utilización de componentes no sellados por la organización significara la expulsión inmediata de la competición.

Por otra parte realizara una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.

También presentaran en el stand preparado por la organización los paneles informativos que consideren convenientes.

A.2.2. Presentación del proyecto industrial

El proyecto industrial será defendido ante un jurado de expertos elegidos por la organización y deberá contener la información siguiente:

El proyecto se desarrollara sobre los siguientes condicionantes:

Moto de circuito, con una serie anual de 500 unidades y un costo de fabricación máximo de 4500€. En este concepto se contemplan los conceptos siguientes: componentes (compras exteriores), amortización de utillajes en 5 años, mano de obra directa, repercusión infraestructura de empresa y gastos financieros. Esta moto de serie será derivada de la moto prototipo con las mínimas diferencias exigidas por el proceso de fabricación en la serie y por las adaptaciones a los componentes de la serie que no deben porque ser los mismos que en la moto prototipo.

El proyecto constará de cuatro apartados independientes, con las siguientes puntuaciones máximas.

- ✓ Diseño del vehículo (150 puntos).
- ✓ Análisis y cálculos técnicos (175 puntos).
- ✓ Definición del sistema de fabricación e industrialización (175 puntos).
- ✓ Análisis de costos del desarrollo del prototipo y proceso industrial de fabricación de la serie (100 puntos).

Cada apartado del proyecto industrial de los distintos equipos se presentará ante un mismo jurado de expertos, elegidos por la organización.

Para la exposición de cada apartado los equipos designaran uno o dos alumnos diferentes.

A.2.3. Jurados

Los jurados que evaluarán los proyectos estarán formados por técnicos del sector Industrial y de la competición de vehículos de dos ruedas elegidos por la organización, tanto para esta categoría como la categoría MS2.

Los jurados se establecerán por temáticas., un jurado de Diseño, otro de Análisis y Cálculos técnicos, otro de Definición del sistema de fabricación e industrialización y otro de Costes.

La evaluación del jurado será inapelable.

A.2.4. Premios

Se otorgarán premios a:

- ✓ Al mejor proyecto industrial que incluirá una mención a la mejor innovación o aplicación técnica (Todas las fases).

El premio será de 6000€ con trofeo para el equipo y un “stage” para integrantes del equipo en empresas industriales del sector o empresas de competición.

- ✓ Dos accésits de 3000€ a:

Mejor diseño.

Mejor innovación tecnológica.

A.3. Fase MS2

La fase MS2 es una fase de validación experimental en la que las motos prototipo de los equipos participantes que hayan superado la Fase MS1 deberán demostrar su calidad de actuación superando distintas pruebas en banco y en circuito.

A.3.1. Pruebas de seguridad en banco

Estas pruebas pretenden ser una garantía de robustez , fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito. Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:

- ✓ Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico
- ✓ Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico
- ✓ Prueba de ruidos

La sistemática de presentación y prueba de las motos se realizara mediante un proceso de verificación que se dará a conocer a los equipos con suficiente antelación.

A.3.2. Evaluación de prestaciones

Los equipos que hayan superado las pruebas de seguridad pondrán sus motos a disposición de profesionales de pruebas y ensayos elegidos por la organización que harán una valoración de sus prestaciones en el circuito de velocidad en una vuelta al circuito.

Cada moto será probada por un mínimo de tres pilotos, los cuales evaluarán:

- ✓ Capacidad de frenada (80 puntos)
- ✓ Capacidad de aceleración (80 puntos)
- ✓ Maniobrabilidad (80 puntos)
- ✓ Estabilidad (80 puntos)
- ✓ Velocidad punta (80 puntos)

La organización facilitará a los equipos piloto, circuito y tiempo de prueba limitado para la puesta a punto de la moto previo a la prueba de evaluación de prestaciones.

Los probadores serán designados por la organización de la prueba y su resolución será inapelable. Como consecuencia de la evaluación conjunta de sus prestaciones, se establecerá una clasificación de las motos. Si alguna de las motos no supera el 25% de la puntuación máxima en alguna de las capacidades valoradas se considerara no apta para la carrera.

A.3.3. Carrera

Las motos que hayan superado la prueba anterior, participarán en una carrera de velocidad en circuito.

Esta prueba tendrá carácter competitivo con una valoración en el compute de las pruebas dinámicas según la siguiente tabla de puntuación:

Posición	Puntos
1º	100
2º	90

Posición	Puntos
5º	76
6º	72

Posición	Puntos
9º	60
10º	57

Posición	Puntos
13º	48
14º	45

3º	85
4º	80

7º	68
8º	64

11º	54
12º	51

15º	42
16º al 30º	40

El equipo que no termine la carrera obtendrá 0 puntos por este concepto.

Para entrar en la puntuación los equipos que terminen deberán haber recorrido al menos el 50% de las vueltas recorridas por el primer clasificado.

Las motos se pilotarán por pilotos de categoría promoción seleccionados por la organización y sorteadas entre ellos.

Para facilitar la puesta a punto de la moto se facilitaran dos tandas de entrenamiento sin valor clasificatorio, cuyo desarrollo se comunicara oportunamente por parte de la organización.

La carrera se llevara a cabo sobre una longitud mínima de 45 km. La organización establecerá según el caso el número de vueltas o duración de la carrera. En el circuito de velocidad de ALCANIZ será de 8 vueltas.

El orden de la parrilla de salida se establecerá según la clasificación obtenida en la categoría MS1, de forma que el equipo con mejor puntuación ocupará el primer puesto de la parrilla. En caso de empate el orden de parrilla se establecerá por sorteo.

A.3. Premios

Se otorgarán premios a las tres primeras motos clasificadas.

Al equipo de la primera moto clasificada se le entregara un premio de 6000€ y trofeo.

Al equipo clasificado en segundo lugar se le entregara un premio de 3000€ y trofeo.

Al tercer equipo clasificado se le otorgara un premio de 1500€ y trofeo.

Al resto de equipos participantes que hayan finalizado la carrera recibirán un trofeo recordatorio de su participación en la prueba.